

Fakultät Maschinenbau

# Bachelorarbeit

Anpassungskonstruktion einer Kupplung und eines Viergangschaltgetriebes für einen  
Vierzylinderzweitaktverbrennungsmotor

Als Bachelorarbeit zum Erlangen des akademischen Grades

## **Bachelor of Engineering**

eingereicht von

Kaaden, Jens

geb. am 16.01.1974

Betreuer (HS Mittweida): Prof. Dr.-Ing. Frank Weidemann

Betreuer (Zeitschrieb UG): Dipl.-Ing. (FH) Jörg Trautvetter

## Kurzreferat

Ziel dieser Arbeit ist die Eignungsuntersuchung vorhandener Komponenten und die konstruktive Gestaltung von neuen Komponenten für den Antriebsstrang eines Motorrades. Dies betrifft die Anpassungskonstruktion einer Kupplung, deren Antrieb und die eines Viergangschaltgetriebes an einen Vierzylinder-Zweitaktverbrennungsmotor. Im Rahmen dieser Arbeit ist ein Projekt fortgesetzt worden, dem die Konstruktion des Antriebsmotors vorausging. Mit dem Entwurf einer Antriebswelle für die Kupplung, die Konstruktion einer Lamellenkupplung, die Eignungsuntersuchung des Getriebes und des Getriebegehäuses und der Änderung der Getriebeschaltbetätigung ist dieses Projekt abgeschlossen worden.

## Versicherung an Eides statt

Versicherung gemäß SächsHG zur Anfertigung der Bachelorarbeit

Mit dem Thema: Anpassungskonstruktion einer Kupplung und eines Viergangschaltgetriebes für einen Vierzylinderzweitaktverbrennungsmotor

Kaaden, Jens

M23501/MB08w2-B

Lindenweg, 24

09405 Zschopau

Zur Vorlage bei der Hochschule Mittweida

### Erklärung

Hiermit versichere ich, Kaaden, Jens, dass ich die vorliegende Arbeit mit dem Titel: „Anpassungskonstruktion einer Kupplung und eines Viergangschaltgetriebes für einen Vierzylinderzweitaktverbrennungsmotor“ selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel benutzt habe. Die Stellen der Arbeit, die dem Wortlaut oder dem Sinne nach anderen Werken entnommen wurden, sind in jedem Fall unter Angabe der Quelle kenntlich gemacht. Die Arbeit ist noch nicht veröffentlicht oder in Form als Prüfungsleistung vorgelegt worden.

.....

Ort, Datum, Unterschrift

## Inhaltsverzeichnis

Kurzreferat.....	II
Versicherung an Eides statt.....	III
Abbildungsverzeichnis.....	VI
Tabellenverzeichnis.....	VIII
Kurzzeichenverzeichnis.....	IX
1 Einleitung.....	1
2 Stand der Technik .....	2
2.1 Die Kupplung .....	2
2.2 Das Getriebe.....	4
3 Grundlagen.....	5
3.1 Die Charakteristik des Verbrennungsmotors.....	5
3.2 Die Notwendigkeit des Getriebes.....	6
4 Bauraumuntersuchung .....	9
4.1 Bauraumangebot im Kupplungsdeckel.....	9
4.2 Bauraum auf der Getriebeseite .....	10
5 Ermittlung der Randbedingungen .....	11
5.1 Kraft für die Kupplungsbetätigung.....	11
5.2 Berechnung der Primärübersetzung .....	12
6 Antriebskonzept.....	15
6.1 Die Antriebswelle .....	15
6.2 Der Primärtrieb als Kupplungsantrieb .....	16
6.3 Die Gestaltung der Kupplung .....	17

6.3.1 Auslegung als Schraubenfederkupplung .....	18
6.3.2 Entwurf einer Membranfederkupplung.....	20
6.4 Anpassungsmaßnahmen für das Getriebe.....	21
6.5 Das Schaltgetriebe.....	23
7 Auslegung der Maschinenelemente .....	30
7.1 Primärtriebberechnung.....	30
7.2 Kupplungsberechnung .....	32
7.2.2 Federberechnung .....	34
7.2.3 Überprüfung auf Flächenpressung .....	36
7.2.4 Ermittlung der Gleitgeschwindigkeit.....	37
7.3 Berechnung weiterer Maschinenelemente .....	37
8 Fertigungsorientiertes Gestalten.....	42
9. Zusammenfassung .....	45
Literatur .....	XIII
Anlagen .....	XIV

## Abbildungsverzeichnis

Bild 1: Motorradchassis .....	1
Bild 2: Antriebsmotor .....	1
Bild 3: Motorenkennfeld .....	6
Bild 4: Fahrzustandsdiagramm .....	7
Bild 5: Gangdiagramm .....	8
Bild 6: Motorgehäuse .....	9
Bild 7: Kupplungsdeckel .....	10
Bild 8: Kupplung in Einbaulage .....	10
Bild 9: Schaltwellenführung .....	10
Bild 10: Kupplung an Getriebewelle .....	10
Bild 11: Kräftezerlegung Druckspindel .....	12
Bild 12: Kupplungsausrückung .....	12
Bild13: Primärtrieb und Handhebel-Experimentaufbau .....	14
Bild 14: Wellensegment .....	15
Bild 15: Kupplungsantrieb .....	15
Bild 16: Gleitlagerbuchse und Kupplung .....	16
Bild 17: Kupplungskomponenten .....	18
Bild 18: Ansicht Lammellenpaket .....	19
Bild 19: Kupplungsdruckplatte .....	20
Bild 20: Membranfeder .....	20
Bild 21: Federkennlinie .....	21
Bild 22: Schnittbild Lamellenkupplung .....	21

Bild 23: Fußrastenposition .....	21
Bild 24: ursprüngliches Schaltschema .....	22
Bild 25: angepasstes Schaltschema .....	22
Bild 26: Funktionsweise der Getriebeschaltung .....	23
Bild 27: Schaltrad mit Schaltklauen .....	24
Bild 28: Schaltgabelführung .....	25
Bild 29: Schaltgabel in Schaltradnut .....	25
Bild 30: Getriebestellung Leerlauf .....	26
Bild 31: Schaltstellung 1. Gang .....	26
Bild 32: Schaltstellung 2. Gang .....	27
Bild 33: Schaltstellung 3. Gang .....	27
Bild 34: Schaltstellung 4. Gang .....	28
Bild 35: Gehäuse komplett .....	28
Bild 36: Abtriebsseite mit Ritzel für den Sekundärtrieb .....	29
Bild 37: Kraft-Weg-Diagramm .....	34
Bild 38: Kupplungsfeder .....	35
Bild 39: Rohling .....	42
Bild 40: gedrehter Grundkörper .....	42
Bild 41: Stadien der Bearbeitung des inneren Mitnehmers .....	43
Bild 42: Keilnabenprofil .....	43
Bild 43: Innenlamelle auf Mitnehmer .....	44
Bild 44: Innenmitnehmer glatt .....	44
Bild 45: Innenmitnehmer mit Anschlag .....	44

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Übersetzungsverhältnis .....	13
Tabelle 2: Verzahnungsgeometrie .....	30
Tabelle 3: Sicherheiten für die Zahnradberechnung.....	31
Tabelle 4: Berechnung der Anpresskraft .....	33
Tabelle 5: Wellenberechnung .....	37
Tabelle 6: Daten Originalmotor .....	38
Tabelle 7: Nietberechnung.....	39



## Kurzzeichenverzeichnis

Kurzzeichen	Bezeichnung	Einheit
$A_R$	Reibbelagfläche	$[\text{mm}^2]$
$a$	Achsabstand	$[\text{mm}]$
$C_{\text{erf}}$	erforderliche Tragzahl	$[\text{kN}]$
$c$	Federkonstante	$[\text{N/mm}]$
$D_A$	Außendurchmesser Reibbelag	$[\text{mm}^2]$
$D_I$	Innendurchmesser Reibbelag	$[\text{mm}^2]$
$d$	Durchmesser	$[\text{mm}]$
$d_D$	Federdrahtdurchmesser	$[\text{mm}]$
$d_F$	mittlerer Federdurchmesser	$[\text{mm}]$
$d_L$	Lochkreis	$[\text{mm}]$
$d_W$	Wellendurchmesser	$[\text{mm}]$
$F$	Kraft	$[\text{N}]$
$F_a$	Axialkraft	$[\text{N}]$
$F_{AK}$	Anpresskraft	$[\text{N}]$
$F_N$	Normalkraft	$[\text{N}]$
$F_R$	Reibkraft	$[\text{N}]$
$F_r$	Radialkraft	$[\text{N}]$
$G$	Schubmodul	$[\text{N/mm}]$
$i$	Übersetzungsverhältnis	
$i_F$	Anzahl der Federn	

$K_A$	Anwendungsfaktor	
$M$	Drehmoment	[Nm]
$M_R$	Reibmoment	[Nm]
$M_t$	Drehmoment Druckspindel	[Nm]
$P$	Leistung	[W]
$Z, z_{(1;2)}$	Zähnezahl (Ritzel; Rad)	
$T_{eq}$	äquivalentes Drehmoment	[Nm]
$T_K$	Kupplungsmoment	[Nm]
$V_h$	Hubvolumen	[cm <sup>3</sup> ]
$m$	Modul	
$n$	Drehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{an}$	Antriebsdrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{ab}$	Abtriebsdrehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$n_W$	Windungszahl	
$p_e$	Mitteldruck im Verbrennungsmotor	[N/mm <sup>2</sup> ]
$p_R$	Flächenpressung	[mm]
$r$	Radius	[mm]
$r_m$	Mittlerer Radius	[mm]
$s_V$	Vorspannweg	[mm]
$s_G$	Gesamtfederweg	[mm]
$v_U$	Umfangsgeschwindigkeit	[m/s]
$x$	Differenzzähnezahl	
$\alpha$	Eingriffswinkel	° (Winkelgrad)

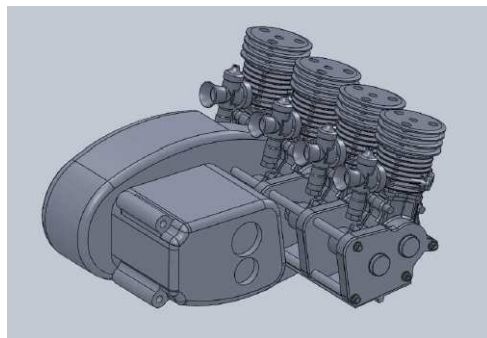
$\beta$	Schrägungswinkel	° (Winkelgrad)
$\varepsilon_\alpha$	Profilüberdeckung	
$\mu$	Reibbeiwert	
$\sigma_l$	Lochleibungsdruck	[N/mm <sup>2</sup> ]
$T_a$	Niettragfähigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]
$T_{tD}$	Torsionsdauerfestigkeit	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\Delta L$	Längenänderung	[mm]

## 1 Einleitung

Die Idee zum Bau dieses Motorradmotors stammt aus den späten 1940er Jahren. Ziel war es, einen Motor zu schaffen, welcher aus der Summe der Leistung von vier einzelnen Zweitaktmotoren mehr Leistung entwickelt als ein Einzylinder-Zweitaktmotormotor seiner Zeit mit gleichem Hubraum. Jedoch haben mehrere Umstände zur Einstellung dieses Projektes geführt. Dazu gehört in erster Linie die Einführung des Einlass-Plattendrehsehiers zur Leistungssteigerung von Zweitaktmotoren, durch den bei einem hubraumgleichen Einzylinder-Zweitaktmotor eine enorme Leistungssteigerung erreicht wurde, was bei diesem geplanten Motor technisch unmöglich war. Das führte dazu, dass sich die weitere Entwicklung nur noch auf das Drehschieberprinzip konzentrierte. Hinzu kam, dass die Verlustleistung durch Reibung und träge Massen in diesem Motor höher war als bei Einzylindermotoren. Ein weiteres Problem stellte die Realisierung der Zündung für die vier Zylinder dieses Aggregates zur damaligen Zeit dar. Da dieser Entwurf in der Fachliteratur vorkommt, in Fachkreisen bekannt ist, dort auf reges Interesse stößt und die Originalteile zu beschaffen waren, wurde dieses Projekt erneut ins Leben berufen. Das Motorengehäuse der DKW NZ 350 war Ausgangspunkt für diesen Vierzylindermotor, weil es im Bereich des ursprünglichen Kurbelgehäuses über genügend Platz für die Aufnahme der Motoren bietet (Bild 2). Außerdem verfügt es über ein Vierganggetriebe, was in der damaligen Zeit selten war. Da das Chassis der DKW NZ 350 (NZ-Neuer Zentralkastenrahmen) zu schwer und zu unhandlich ist, wird ein Chassis auf Basis der IFA RT/0 verwendet (Bild 1).



**Bild 1: Motorradchassis**



**Bild 2: Antriebsmotor**

## 2 Stand der Technik

Bei Kraftfahrzeugen gibt es mehrere Arten von Kupplungssystemen. In der Zweiradtechnik werden vorwiegend Mehrscheibenkupplungen, sogenannte Lamellenkupplungen eingesetzt. Diese sind reibschlüssige Kupplungen, welche als trockenlaufende oder nasslaufende Ausführung gestaltet sind und unter Last geschaltet werden können. Nasslaufende Kupplungen werden zweckmäßiger Weise vom Getriebeöl geschmiert, wogegen bei Trockenkupplungen dafür gesorgt werden muss, dass eine Abdichtung zum Getriebe gewährleistet ist. Da trockenlaufende Kupplungen höheren thermischen Belastungen und somit einem höheren Belagverschleiß ausgesetzt sind, wird die im Öl laufende Nasskupplung im Motorradbau vorwiegend eingesetzt.

Bei Getrieben von Zweirädern gibt es auch unterschiedliche Systeme und Bauformen. Ein wichtiges Merkmal der meisten Getriebe ist die Geradverzahnung, da bei Motorradmotoren die Geräuschemission durch den Verbrennungsmotor dominant gegenüber dem Getriebe ist. Ein Vorteil der Geradverzahnung ist, dass keine Axialkräfte auftreten, was dem Aufbau und der Funktion solcher Getriebe entgegenkommt. Der Primärtrieb, der Antrieb vom Verbrennungsmotor zum Getriebe, ist bei manchen Konstruktionen als Schrägstirnradgetriebe ausgeführt, da hier eine hohe Drehzahl übertragen wird und die Schrägverzahnung einen geräuscharmen und stoßfreien Lauf zur Folge hat. Grundlegend sind zwei Arten von Stirnradwechselgetrieben bei Zweirädern weit verbreitet. Zum einen das einstufige Zweiwellengetriebe und zum anderen das zweistufige Dreiwellengetriebe mit Vorgelegewelle. Das Prinzip der Klauenschaltung über die Schalt- und Zahnräder ist Merkmal beider Getriebe.

### 2.1 Die Kupplung

Die originale Kupplung ist eine Mehrscheiben-Lamellenkupplung, welche aufgrund des damaligen technischen Standes eine sehr schwere Ausführung darstellt, prinzipiell aber in ihrem Aufbau und ihrer Funktion mit dem heutigen Stand zu vergleichen ist. Diese soll durch eine neu gestaltete leichtere Kupplung aus modernen Werkstoffen ersetzt werden, welche eine zuverlässige Funktion bei geringerem Massenträgheitsmoment gewährleistet und durch die verdeckte

Einbaulage unter dem Kupplungsdeckel den historischen Charakter dieses Motors nicht beeinflusst.

Als Kupplung soll wieder eine Mehrscheiben-Lamellenkupplung zum Einsatz kommen, welche im Gehäuse vom Getriebeöl geschmiert wird. Da die Kupplung des DKW NZ 350 Motors, von welchem das Basisgetriebegehäuse stammt, nicht verwendet werden kann, muss eine neue völlig neue Kupplung konstruiert werden. Die ursprüngliche Kupplung wird über einen Primärkettentrieb von der Kurbelwelle angetrieben, was aus Gründen der Drehrichtung, des geringen Bauraumes und des Übersetzungsverhältnisses geändert werden muss und somit der Antrieb über ein Geradstirnradgetriebe realisiert wird, um die richtige Drehrichtung mit entsprechendem Übersetzungsverhältnis an der Getriebeeingangswelle zu erhalten. Ein weiterer Grund für die Neugestaltung der Kupplung ist der Betätigungsmechanismus. So wird die Kupplung am Originalmotor mit einem langen Kupplungsdruckstift (Schubstange) durch die hohlgebohrte Kupplungswelle über eine Druckspindel im rechten Getriebegehäusedeckel (Lichtmaschinendeckel) betätigt. Das abgeänderte Gehäuse sieht eine Kupplungsbetätigung über eine solche Druckspindel im linken Getriebegehäusedeckel (Kupplungsdeckel) vor, was eine Ausrückbewegungsrichtung der Kupplung von genau der anderen Seite der Kupplung erfordert und eine prinzipielle Änderung des Ausrückmechanismus notwendig macht. Ein solcher Ausrückmechanismus ist für die Funktion der Kupplung notwendig, weil dieser die Federkraft, mit welcher die Druckplatte die Kupplung geschlossen hält, überwinden muss. Dadurch wird der Kraftschluss Zwischen den Reibscheiben aufgehoben und die Kupplung geöffnet, sodass der Kraftfluss vom Motor zum Getriebe unterbrochen ist. Des Weiteren sollen hier moderne Kupplungslamellen und Reibscheiben aus dem Rennsport zum Einsatz kommen, welche die Basis für die weitere Konstruktion der Kupplung darstellen. Dazu gehören die Gestaltung des Kupplungskorbes für die Aufnahme der Außenlamellen, die Gestaltung des inneren Kupplungsmitnehmers für die Aufnahme der Innenlamellen, die Gestaltung der Kupplungsdruckplatte und die Berechnung der Kupplungsdruckfedern. Die Berechnung wird ergeben, wie viele Reibpaarungen eingesetzt werden müssen, um das Drehmoment übertragen zu können

## 2.2 Das Getriebe

Das Getriebe ist ein klauengeschaltetes Stirnrad-Wechselgetriebe mit Vorgelegewelle, welches dem Aufbau nach ein zweistufiges Dreiwellengetriebe darstellt. Die Vorgelegewelle ist links und rechts im Gehäuse mit Radialrillenkugellagern gelagert. Die Kupplungswelle ist links am Getriebeeingang ebenfalls mit einem Radialrillenkugellager gelagert und rechts im Schafttrad (3. Welle) gleitgelagert, welches im Gehäuse am Getriebeausgang mit einem Zylinderrollenlager geführt ist. Das Schafttrad ist gleichzeitig als Abtriebswelle ausgeführt, welche das Kettenritzel für den Sekundärtrieb trägt. Die Gangschaltung des Getriebes kann über den Fußschalthebel oder einen weiteren Hebel für eine Handschaltung an der Schaltwelle betätigt werden. Diese Schaltwelle bewegt über ein verzahntes Schaltsegment eine Kurvenwalze (Schaltwalze). In den Nuten der Schaltwalze sind die Mitnehmerzapfen für die Schaltgabeln geführt, welche die Schaltgabeln definiert auf deren Führungsstangen bewegen. Diese Schaltgabeln greifen in die Radialnuten der Schalträder ein, um diese auf der Kupplungswelle und auf der Vorgelegewelle entsprechend dem Schaltschema zu verschieben. An diesem Prinzip hat sich bis zum heutigen Stand bei Getrieben mit Vorgelegewelle für Zweiräder grundlegend nichts geändert, jedoch die Betätigung der Schaltung über den Handschalthebel entfällt und die Bauweise ist kompakter geworden.

Das Getriebe soll aufgrund des angepassten Primärübersetzungsverhältnisses für den Kupplungsantrieb prinzipiell vom Originalmotor DKW NZ 350 übernommen werden, jedoch mit einigen notwendigen Änderungen. So kann die Kupplungswelle als Getriebeeingangswelle vom Originalgetriebe verwendet werden. Das Schafttrad als Getriebeausgangswelle, in welchem sich die Kupplungswelle abstützt, coaxial geführt und gleitgelagert ist, muss verändert werden. Gründe dafür sind die Anpassung des Wellenendes zur Aufnahme der später eingesetzten Antriebsritzel für den Sekundärtrieb. Aufgrund der großen Betätigungswinkel an der Schaltwelle und die damit verbundenen ungünstigen langen Schaltzeiten des Getriebes muss die Schaltwalze oder deren Antriebsmechanismus verändert werden. Des Weiteren muss das Getriebe anhand der Leistungsdaten des neuen Antriebes im Vergleich zu den Originaldaten auf die Tauglichkeit überprüft werden.

### 3 Grundlagen

Die Kupplung mit ihrem Primärtrieb, das Getriebe und der Sekundärtrieb dienen bei Zweirädern als Mittler zwischen Antriebsmotor und Fahrbahn. Die Kupplung trennt den Kraftfluss zwischen Motor und Getriebe, ermöglicht das Anfahren und wird beim Schalten des Getriebes betätigt, um Getriebebelastungen zu vermeiden.

#### 3.1 Die Charakteristik des Verbrennungsmotors

Der Verbrennungsmotor wandelt die im Kraftstoff enthaltene chemische Energie während des Verbrennungsvorgangs in thermische Energie und letztendlich in mechanische Energie um.

Um mit der Anpassungskonstruktion beginnen zu können, werden die technischen Daten des Motors als Ausgangspunkt für den weiteren Werdegang benötigt. So ist es von großer Bedeutung, die maximale Leistung, das maximale Drehmoment und die maximale Drehzahl zu ermitteln.

Das Drehmoment und die Leistung werden bei Zweitaktmotoren über den Mitteldruck bei entsprechendem Hubvolumen und der Drehzahl bei der maximalen Leistung nach [5] errechnet.

Drehmomentberechnung Zweitaktmotor über Mitteldruck:

$$M = \frac{V_h \cdot p_e}{2 \cdot \pi} \quad \text{Gl. 1}$$

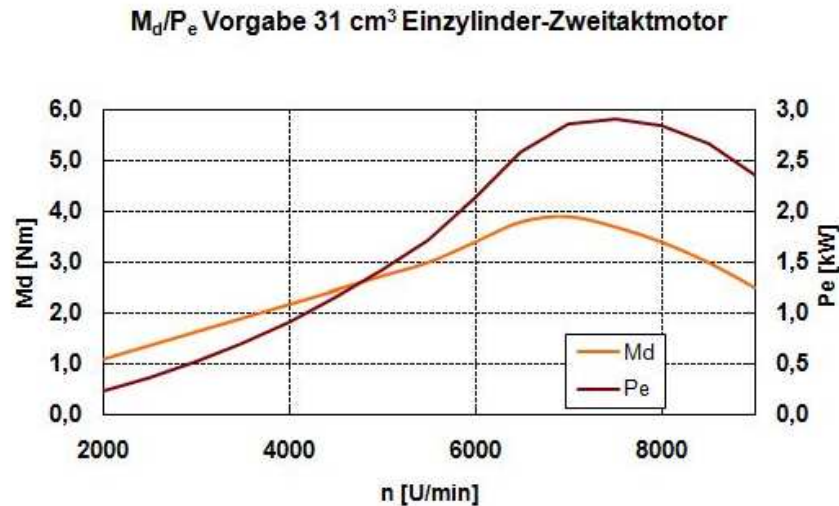
Leistungsberechnung Zweitaktmotor über Mitteldruck:

$$P = V_h \cdot p_e \cdot n \quad \text{Gl. 2}$$

Das Computerprogramm „BIMOTION“ als Microsoft EXCEL-Applikation zur Auslegung und Simulation von Zweitaktmotoren liefert in etwa die gleichen Ergebnisse, welche für das Drehmoment und Leistung errechnet wurden.



Die graphische Darstellung der Kennlinien im Diagramm lässt den Verlauf von Leistung und Drehmoment gut erkennen. Diese beiden Kennlinien vereint in einer zweidimensionalen Darstellung im Diagramm ergeben das Motorenkennfeld.



**Bild 3: Motorenkennfeld**

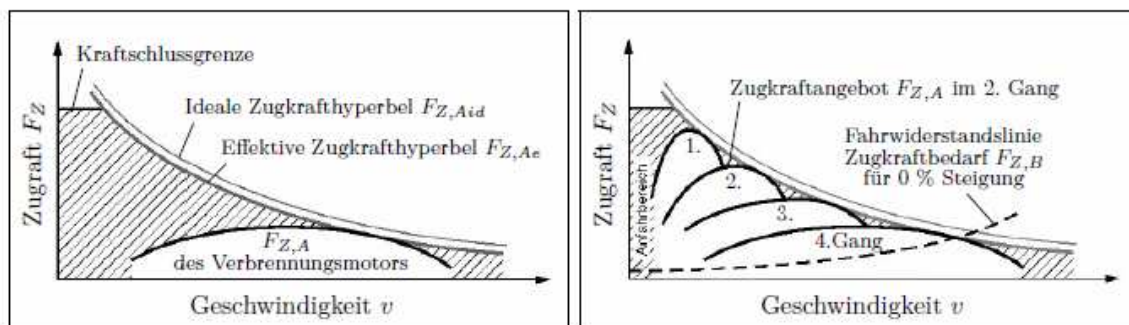
Die ermittelten Werte sind eine solide Basis für weitere Berechnungen, da diese Werte die absoluten Maximalwerte sind, welche dieser Motor im Idealfall erreichen kann. Bei allen technischen Berechnungen der Maschinenelemente ist darauf zu achten, dass die Werte von Drehmoment und Leistung in diesem Kennfeld für einen einzelnen Zylinder gelten, folglich diese Werte mit dem Faktor 4 multipliziert werden müssen, um das Gesamtdrehmoment und die Gesamtleistung dieses Vierzylindermotors zu erhalten.

### 3.2 Die Notwendigkeit des Getriebes

Wie die Vollastkennlinien im Motorenkennfeld zeigen, sind die Leistung und das Drehmoment eines Verbrennungsmotors wesentlich von der Drehzahl abhängig. Ein Verbrennungsmotor liefert daher erst ab einem bestimmten Drehzahlniveau ein ausreichendes Drehmoment zum Anfahren und die maximale Motorleistung steht nur bei einer bestimmten Drehzahl zur Verfügung. Um aus dem Stillstand anfahren zu können, wird ein Drehzahlwandler zur Getriebeeingangswelle benötigt. Diese Funktion übernimmt eine schaltbare reibschlüssige Kupplung.

Die Notwendigkeit eines Getriebes lässt sich erkennen, in dem in einem Diagramm die angebotene Zugkraft des Fahrzeugs über der Geschwindigkeit aufgetragen wird. Unter der Annahme, dass die Vollastleistung  $P_{max}$  des Motors über den gesamten

Drehzahlbereich vorliegt, kann eine Linie konstanter Leistung berechnet werden. Im Diagramm stellt sich diese Linie als ideale bzw. effektive Zugkrafthyperbel dar. Die effektive Zugkrafthyperbel berücksichtigt dabei den Gesamtwirkungsgrad. Um das Leistungspotential des Verbrennungsmotors für alle Fahrsituationen optimal ausnutzen zu können, müsste jeder Betriebspunkt im Bereich unter der Hyperbel erreichbar sein. Da dies bei einem konventionellen Schaltgetriebe nicht möglich ist, kann die Zugkraftunterbrechung nicht verhindert werden. Mit steigender Anzahl der Gänge in einem Getriebe kann der Bereich der Zugkraftunterbrechung verkleinert werden. Dem sind aber Grenzen gesetzt, sodass der schraffiert dargestellte Bereich ohne Kennungswandler nicht nutzbar ist. Kennungswandler sind Drehzahlwandler (hydrodynamische Kupplung) oder Drehzahl-Drehmoment-Wandler (Stufengetriebe oder Stufenlosgetriebe)[4].



**Bild 4: Fahrzustandsdiagramm [4]**

Da es sich bei dem hier verwendeten Getriebe um ein konventionelles Viergangschaltgetriebe handelt, müssen die einzelnen Gänge mit dem entsprechenden Übersetzungsverhältnis und dem daraus resultierenden Gesamtübersetzungsverhältnis betrachtet werden.

Das nächste Diagramm zeigt die Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit von der Motordrehzahl in den einzelnen Gängen an.

Dieses Diagramm soll als Anhaltspunkt in Bezug auf die Fahrgeschwindigkeit bei entsprechender Motordrehzahl mit den zu realisierenden Übersetzungsverhältnissen dienen.

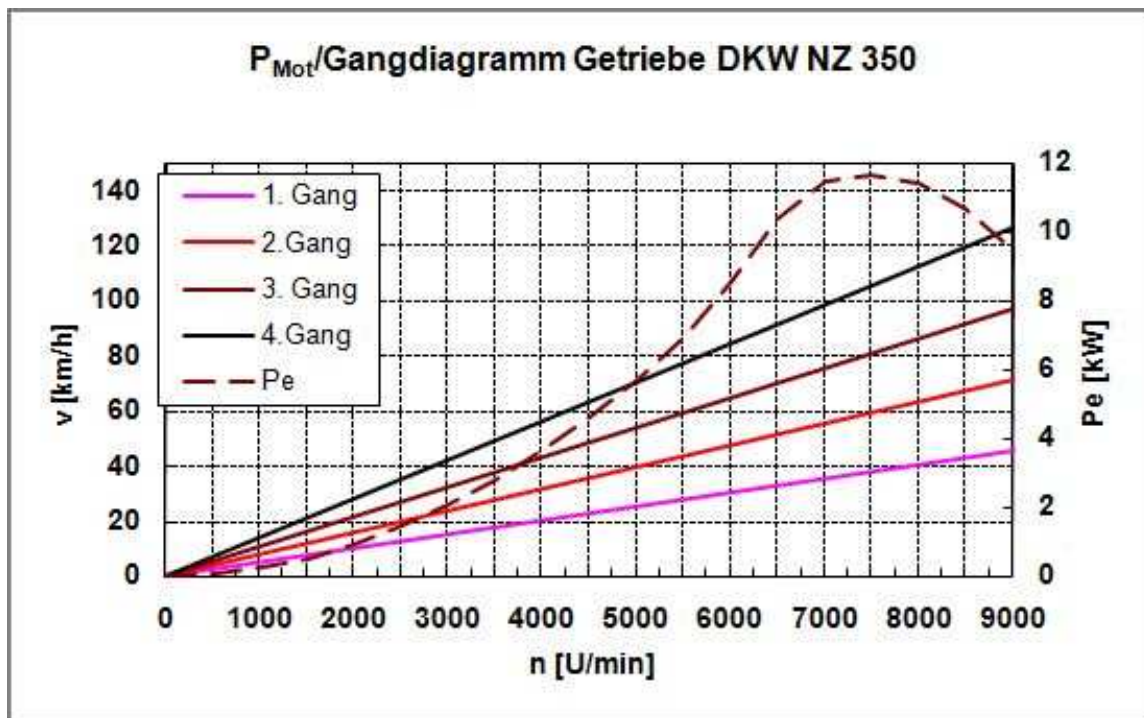
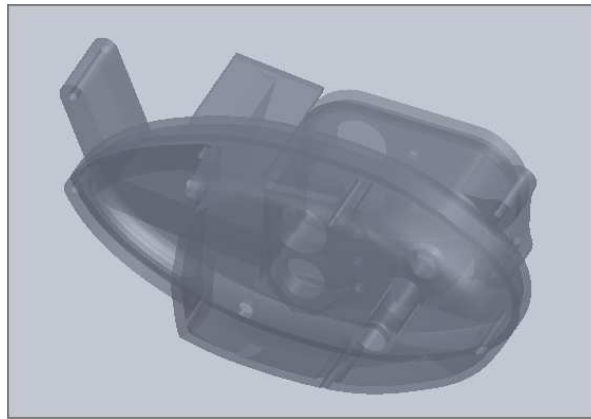


Bild 5: Gangdiagramm

Wenn ein Getriebe von Grund auf neu geplant wird ist es wichtig, den exakten Verlauf von Leistung und Drehmoment in Abhängigkeit von der Drehzahl zu kennen. Danach wird das Fahrzustandsdiagramm aufgestellt und die erforderliche Anzahl der Gänge und deren Übersetzungsverhältnisse bestimmt.

## 4 Bauraumuntersuchung

Vor Beginn der Konstruktion der neuen Komponenten war es erforderlich, den vorhandenen Bauraum im Motorgehäuse zu untersuchen. Anders als der eigentliche Werdegang einer Konstruktion, dem „Konstruieren von Innen nach Außen“, ist hier das Gehäuse vorgegeben und für alle Elemente, die neu gestaltet werden, muss dies beachtet werden. Dazu wurde das Gehäuse exakt vermessen, was ohnehin notwendig ist, um das CAD-Modell zu erstellen.

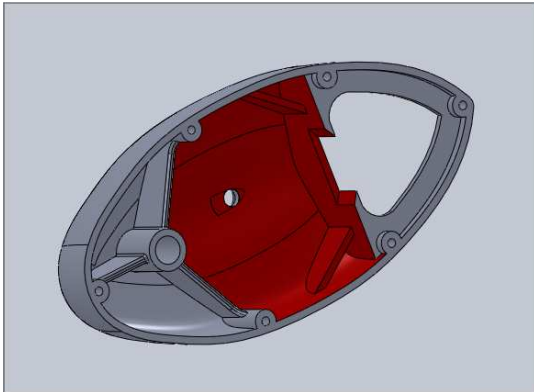


**Bild 6: Motorgehäuse**

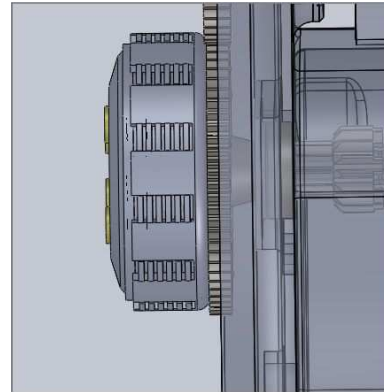
### 4.1 Bauraumangebot im Kupplungsdeckel

Die Flucht des Primärtriebes wird bedingt durch die Position des antreibenden Ritzels auf der Motorwelle. Dementsprechend muss die Position des Kupplungszahnrades und damit die Position der Kupplung auf der Getriebeeingangswelle festgelegt werden. Daraus ergibt sich nun für die Gestaltung der Kupplung deren maximal zulässige Baubreite, unter Beachtung des zusätzlichen Platzes den die Kupplung braucht, wenn diese betätigt wird. So müssen ca. 3 mm mehr Einbauraum in der Breite für die Kupplung zur Verfügung stehen, den die Kupplungsdruckplatte beim Öffnen benötigt, ohne mit dem Gehäuse zu kollidieren. Dazu kommen noch 2mm Toleranzzugabe. Daher wird das Gehäuse, hier speziell der Kupplungsdeckel, auf den zur Verfügung stehenden Einbauraum im Bereich der Kupplung untersucht (Bild 6). Die Bezugsebene ist die Flansch- und Dichtfläche des Kupplungsdeckels, welche bei eingebauter Kupplung mit der Zahnradmittenebene des Kupplungsantriebsritzels fluchtet. Der zur Verfügung stehende Bauraum misst ca. 74 mm in der Tiefe und 143 mm im Durchmesser. Diese Abmessungen sind bindend für den Entwurf der Kupplung. Im Bild 7 ist der Bereich des Kupplungsdeckels rot dargestellt, in dem die

Kupplung läuft und im Bild 8 ist die Kupplung in Bezug auf die linke Getriebegehäusehälfte zu sehen.



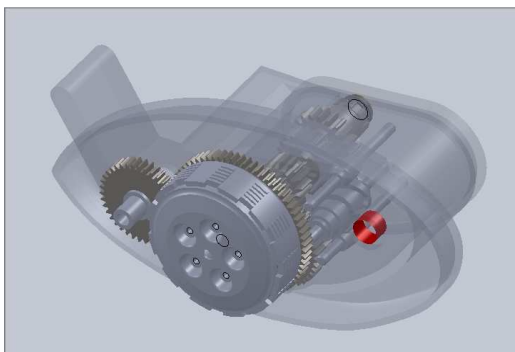
**Bild 7: Kupplungsdeckel**



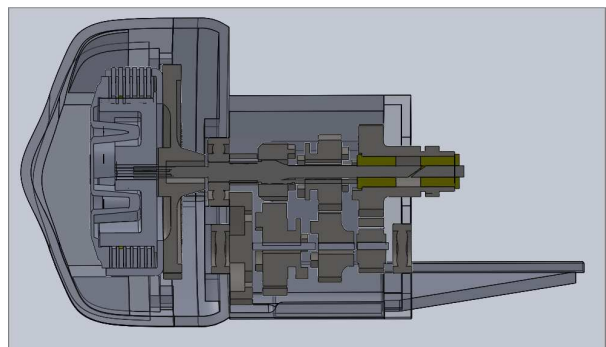
**Bild 8: Kupplung in Einbaulage**

#### 4.2 Bauraum auf der Getriebeseite

Durch die Flucht des Primärtriebes ist die Position der Kupplung vorgegeben, sodass keine Kollisionsgefahr mit der linken Getriebegehäusehälfte besteht. Es muss aber auf die Getriebeeingangswelle geachtet werden, indem die Welle- Nabe- Verbindung für den inneren Kupplungsmitnehmer der Welle angepasst werden muss. Außerdem muss der Abstand bestimmt werden, über den sich das Kupplungszahnrad mit seiner Gleitbuchse für die Getriebeeingangswelle gegenüber dem Lager der Getriebeeingangswelle abstützt (Bild 10). Dabei ist darauf zu achten, dass dazwischen ein axiales Spiel von 1 mm möglich ist, wenn der innere Mitnehmer fest mit der Getriebeeingangswelle verschraubt ist. In diesem Gehäuseteil muss auch eine Distanzhülse zur Führung der Schaltwelle anstelle des ursprünglichen Kickstarterantriebes eingepasst werden (Bild 9).



**Bild 9: Schaltwellenführung**



**Bild 10: Kupplung an Getriebewelle**

## 5 Ermittlung der Randbedingungen

Da es sich um eine umfassende Anpassungskonstruktion handelt, ist diese nicht nur an räumliche Begrenzungen gebunden, sondern auch an vorgegebene Kräfte- und Übersetzungsverhältnisse einzelner Maschinenelemente.

### 5.1 Kraft für die Kupplungsbetätigung

Zur Berechnung der maximalen Betätigungskraft für die Kupplung wird der Betätigungsmechanismus der Kupplung bis zum Handhebel am Lenker zurückverfolgt und alle Übersetzungsverhältnisse betrachtet. Ein praktisches Experiment hat ergeben, dass ein Gewicht von 20 kg am Kupplungsbowdenzug mit dem Kupplungshebel am Lenker ohne große Anstrengung mit der Handkraft zu heben ist (Bild 13). Dies entspricht einer Kraft von 200 N, welche am Hebel der Druckspindel im Kupplungsdeckel zur Verfügung steht. Bei einem Hebelverhältnis von 1:3 im Handkupplungshebel entspricht das einer Handkraft von ca. 60-70 N, welche physisch problemlos aufzubringen ist.

Die Druckspindel hat einen Steigungswinkel von  $35^\circ$  und einen mittleren Flankendurchmesser von 16 mm, auf welchen die Kraftwirkung bezogen wird. Der Betätigungshebel der Druckspindel hat eine Länge von 50 mm. Das ergibt bei einer Kraft von 200 N ein Drehmoment von 10 Nm in der Druckspindel. Da die Druckspindel als ein Flachgewinde mit einem Flankenwinkel mit  $0^\circ$  angenommen wird, gilt nach [1] die Formel.

$$M_t = \frac{d_2}{2} \cdot F_a \cdot \tan \alpha \quad \text{Gl. 3}$$

Da das Drehmoment  $M_t$  in der Druckspindel ermittelt ist, lässt sich die Längskraft in der Spindel mit

$$F_a = \frac{2 \cdot M_t}{d_2 \cdot \tan \alpha} \quad \text{Gl. 4}$$

berechnen, wobei  $d_2$  der mittlere Flankendurchmesser und  $\alpha$  der Steigungswinkel ist (Bild 11). Dies ergibt eine Spindelkraft  $F_a$  von 1785 N, welche als Betätigungskraft an der Kupplung zur Verfügung steht, wenn die Reibung vernachlässigt wird. Bei guter Schmierung ist der Reibbeiwert an den Berührungsflächen von Spindel und Führung  $\mu = 0,1$ , d.h. 10% von der errechneten Spindelkraft sind Verluste durch Reibung. Die

tatsächlich zur Verfügung stehende Kraft  $F_a$  beträgt 1606,5 N. Die verwendete Druckspindel hat drei Gänge, was eine gute Kraftverteilung am Umfang der Spindel in der Führung zur Folge hat (Bild 12).

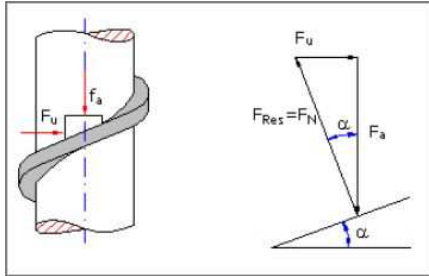


Bild 11: Kräftezerlegung Druckspindel[1]

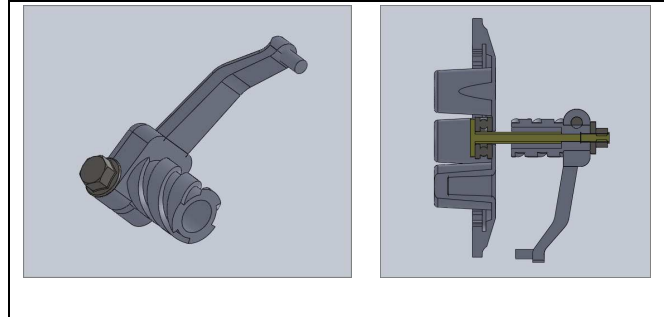


Bild 12: Druckspindel und Ausrückmechanismus

## 5.2 Berechnung der Primärübersetzung

Für die Berechnung des Übersetzungsverhältnisses liegen die Daten von der Drehzahl und dem Primärübersetzungsverhältnis des Originalmotors vor um zu berechnen, welche Drehzahl an der Getriebeeingangswelle bei der maximalen Motorleistung anliegt. Diese Getriebeeingangsdrehzahl soll der Berechnung des Übersetzungsverhältnisses mit dem neuen Motor zugrunde gelegt werden. So liegt die Drehzahl der maximalen Leistung des Originalmotors bei  $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ , was bei einem Primärtriebübersetzungsverhältnis von  $i = 2,17$  einer Getriebeeingangsdrehzahl von  $n_{ab} = 1844 \text{ min}^{-1}$  entspricht.

$$n_{ab} = \frac{n_{an}}{i} \quad \text{Gl. 5}$$

Mit dieser geforderten Drehzahl  $n_{ab} = 1844 \text{ min}^{-1}$  und der Ausgangsdrehzahl der Motorwelle von  $n_{an} = 2500 \text{ min}^{-1}$  wird das erforderliche Übersetzungsverhältnis wie folgt berechnet:

$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} \quad \text{Gl. 6}$$

Das geforderte Übersetzungsverhältnis beträgt dementsprechend  $i=1,36$ . Dieses Ergebnis ist Ausgangspunkt für die Berechnung der Zähnezah für die Zahnräder des Primärtriebes. Eine überschlägige Betrachtung ergibt, dass sich bei einem Achsabstand von  $a = 106 \text{ mm}$  und einem Übersetzungsverhältnis von  $i = 1:1$  und einem Modul  $m = 1$  eine Zähnezah von  $z = 106$  Zähnen für beide Stirnräder ergibt.



Wird ein Modul  $m = 2$  angenommen, reduziert sich die Zähnezah auf die Hälfte ( $z = 53$ ), was einer Gesamtzähnezah für beide Stirnräder von  $z = 106$  entspricht. Diese Zähnezah muss jetzt so auf beide Zahnräder verteilt werden, dass dies einem Übersetzungsverhältnis von  $i = 1:1,36$  entspricht. Die entsprechende Zähnezah kann iterativ ermittelt werden, indem vom Ritzel immer ein Zahn abgezogen wird und dieser beim getriebenen Rad hinzugezählt wird, bis sich das geforderte Übersetzungsverhältnis ergibt, was im neunten Schritt das Ergebnis liefert.

Tabelle 1: Übersetzungsverhältnis

Iterationsschritt	Zähnezah Ritzel z1	Zähnezah Rad z2	Übersetzungsverhältnis z2/z1
1	53	53	1,00
2	52	54	1,04
3	51	55	1,08
4	50	56	1,12
5	49	57	1,16
6	48	58	1,21
7	47	59	1,26
8	46	60	1,30
9	45	61	1,36
10	44	62	1,41

Eine weitere Lösungsvariante zeigt die folgende mathematische Bildungsvorschrift, indem von der gleichen Zähnezah  $Z$  beider Zahnräder ausgegangen wird. Dabei wird der Term des sich um einen Zahn verringernden Rades mit dem Term des sich um einen Zahn vergrößernden Rades ins Verhältnis gesetzt und dieser Quotient dem Reziproken des angestrebten Übersetzungsverhältnisses gleichgesetzt.

$$\frac{Z - x}{Z + x} = \frac{1}{i} = \frac{(53 - x)}{(53 + x)} = \frac{1}{1,36} \quad \text{Gl. 7}$$

Diese wird Gleichung nach  $x$  aufgelöst,  $x$  berechnet und dieser Wert jeweils von der Ausgangszähnezah  $Z$  addiert und subtrahiert, um die Zähnezah von Ritzel und Rad zu erhalten.

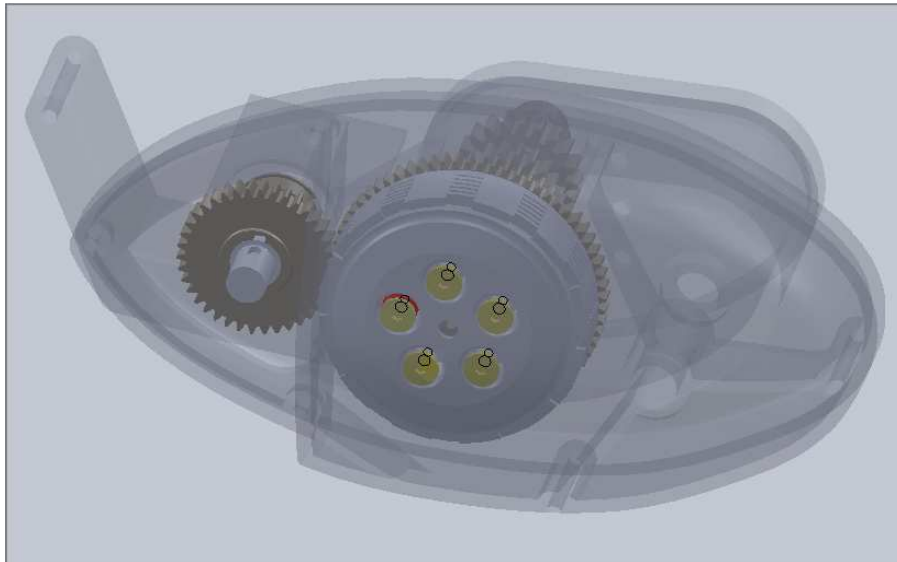
$$z_{1/2} = Z \pm x \quad \text{Gl. 8}$$

$$n = 8 \rightarrow z_1 = 45 \quad z_2 = 61 \quad \text{Gl. 9}$$



Anhand dieser Bildungsvorschrift kann auch mit einem rechnergestützten Kalkulationsprogramm, wie z.B. EXCEL von MS Office, diese Berechnung der Übersetzungsverhältnisse durchgeführt werden.

Das Bild 13 zeigt den Primärtrieb in seiner Lage im Motorengehäuse.



**Bild13: Primärtrieb und Handhebel-Experimentaufbau**

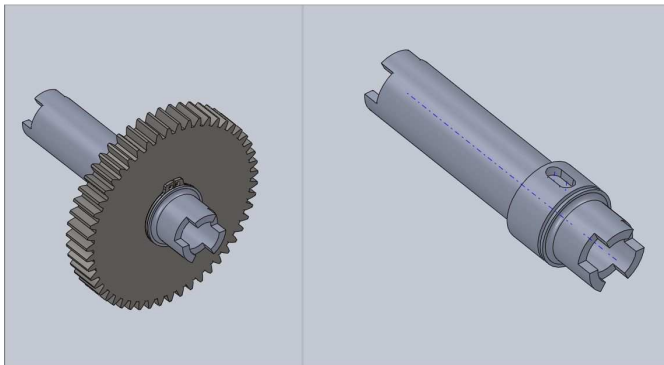
## 6 Antriebskonzept

Die Übertragung der Antriebskraft vom Verbrennungsmotor auf die Fahrbahn unterteilt sich bei diesem Antriebsstrang in Abschnitte.

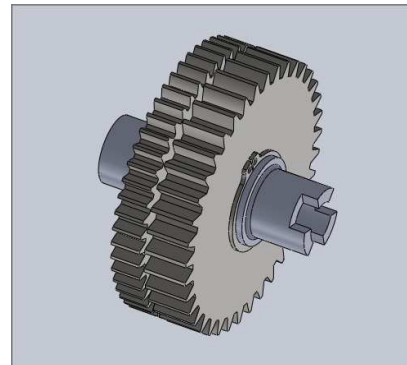
1. Motorenverbindungswelle, Übertragung der Antriebskraft der vier einzelnen Kurbelwellen auf die gemeinsame Antriebswelle
2. Primärtrieb, Übertragung von dieser Welle auf die Kupplung
3. Kupplung, Übertragung von der Kupplung ins Getriebe
4. Sekundärtrieb, Übertragung vom Getriebe auf das Hinterrad

### 6.1 Die Antriebswelle

Angetrieben wird die Kupplung von der Motorwelle. Diese Welle verbindet die vier einzelnen Motoren und besteht aus vier einzelnen Segmenten, welche mit einem Geradstirnrad vom Primärtrieb der Einzelmotoren angetrieben werden (Bild 14).



**Bild 14: Wellensegment**



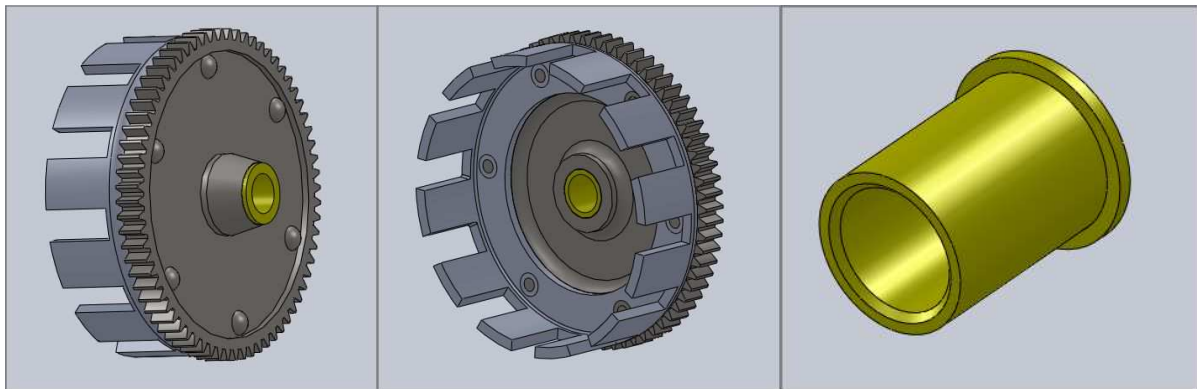
**Bild 15: Kupplungsantrieb**

Diese Wellensegmente sind identisch, bis auf das Segment mit dem Kupplungsantrieb (Bild 15). Auf diesem sitzt ein Zahnrad für den Antrieb vom Motor und ein zweites Zahnrad für den Antrieb der Kupplung. Beide Zahnräder sind über Passfedern mit der Welle verbunden und sind mit einem Distanzring und Sicherungsringen gegen axiales Verschieben gesichert. Die Welle ist im Rillenkugellager im linken Motorengehäuse ebenfalls gegen axiales Verschieben gesichert, da diese Seite die Festlagerseite darstellt. Daher ist auch das Rillenkugellager in seinem Lagersitz im Gehäuse über einen Sicherungsring gehalten.

Da dieses Wellensegment das größte Drehmoment übertragen muss, ist auch der Wellendurchmesser vergrößert, sodass die Wellenschwächung durch die Passfedernut keinen negativen Einfluss auf die Kraftübertragung hat.

## 6.2 Der Primärtrieb als Kupplungsantrieb

Der Primärtrieb ist die Verbindung von der Antriebswelle des Motors auf die Kupplung. Dieser befindet sich auf der linken Seite des Getriebegehäuses und wird vom Getriebeöl geschmiert. Das Ritzel des Primärtriebes sitzt wie 6.1 beschrieben auf der Antriebswelle und die Kupplung auf der Kupplungswelle, welche auch als Getriebeeingangswelle bezeichnet werden kann. Die Kupplung ist über den inneren Mitnehmer, auch Kupplungsnahe genannt, starr mit der Kupplungswelle verbunden. Diese Welle-Nabe-Verbindung ist eine Keilwellenverbindung, die mit einer Mutter auf der Welle gesichert ist. Dabei stützt sich die Kupplungsnahe bei festgezogener Mutter über eine Distanzhülse gegen den Wellenabsatz für den Lagersitz auf der Getriebeeingangswelle ab. Auf diesem Bereich der Kupplungs- oder Getriebeeingangswelle, auf dieser Distanzhülse, läuft die Gleitlagerbuchse des Kupplungszahnrades (Bild16).



**Bild 16: Gleitlagerbuchse und Kupplung**

Diese Gleitlagerbuchse besteht aus dem Gleitlagerwerkstoff CuSn7Zn4Pb7-C und ist in den Schaft des Kupplungszahnrades eingepresst und sorgt dafür, dass die Relativbewegung bei Differenzdrehzahl zwischen Kupplung und Kupplungswelle bei entsprechender Schmierung durch das Getriebeöl stattfinden kann. Die Differenzdrehzahl ist maximal, wenn das Getriebe (die Kupplungswelle) steht und die getrennte Kupplung mit maximaler Motordrehzahl angetrieben wird, wenn sich die Kupplung mit maximaler Drehzahl auf der Welle dreht. Die Differenzdrehzahl ist null, wenn die Kupplung ohne Schlupf geschlossen ist und die volle Drehzahl übertragen

wird. Bei jedem Schaltvorgang tritt diese Differenzgeschwindigkeit auf, sobald die Kupplung getrennt wird. Wichtig bei der Konstruktion der Kupplung und dieser Gleitbuchse ist darauf zu achten, dass ein axiales Spiel von 1 mm zwischen Kupplung und Kupplungswelle möglich ist, um eine ungehinderte Relativbewegung zuzulassen.

Die Zahnräder des Primärtriebes sind geradverzahnte Stirnräder. Für die Primärtriebberechnung ist als erstes das erforderliche Übersetzungsverhältnis von der Motorwelle auf die Kupplung bindend. Als weiterer Ausgangspunkt für die Berechnung des Primärtriebes als Geradstirnradgetriebe ist der vorgegebene Achsabstand von der Motorwelle zur Getriebeeingangswelle, um den Modul festzulegen. Die Vermessung der Anordnung von Motorwelle und Kupplungswelle hat einen Abstand von 106 mm ergeben. Für die Zahnradberechnung ist der Modul 2 mit gegebenem Achsabstand  $a$ , der Zähnezahl des Ritzels  $z_1$ , dem Übersetzungsverhältnis  $i$  und dem Schrägungswinkel  $\beta=0^\circ$  nach [1] mit

$$m = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{(1+i) \cdot z_1} \quad \text{Gl. 10}$$

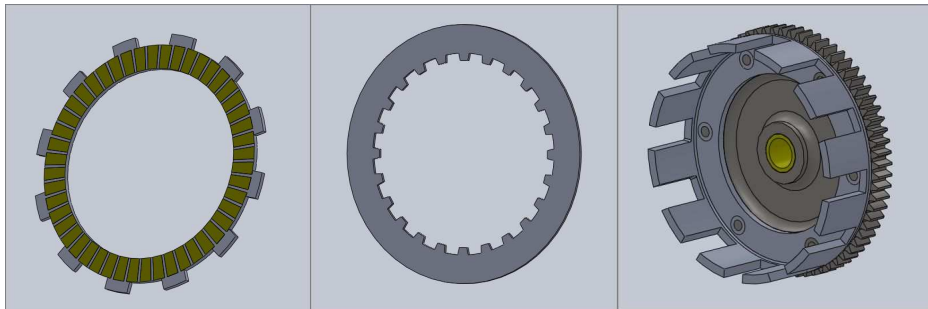
berechnet worden. Die Bestimmung der Zähnezahl und die Berechnung des Moduls sind wichtige Voraussetzungen für die Zahnradberechnung.

### 6.3 Die Gestaltung der Kupplung

Die Untersuchung des vorhandenen Bauraumes und die zur Verfügung stehende Betätigungskraft der Kupplung bilden die Randbedingungen für den Entwurf der Kupplung.

Ein weiterer Ausgangspunkt ist die Berechnung und Dimensionierung des Primärtriebes und damit die Ermittlung des Zahnraddurchmessers für die Kupplung. Die gezielte Recherche ergab, dass die Kupplungsreibscheiben (Außen- und Innenlamellen) vom österreichischen Motorradhersteller KTM und dessen Modell KTM 250 EXC F von den Abmessungen her gut geeignet sind (Bild). Wichtig ist hier vor allem der Außendurchmesser, welcher den Durchmesser des Kupplungskorbes bestimmt, der dann mit dem Kupplungszahnrad vernietet wird.

Das Bild 17 zeigt die beschriebene Innen- und Außenlamelle mit dem danach ausgelegten Kupplungskorb.



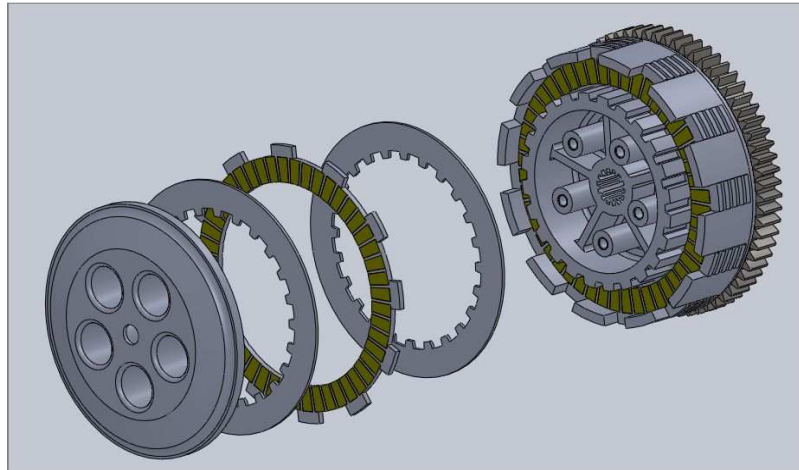
**Bild 17: Kupplungskomponenten**

### 6.3.1 Auslegung als Schraubenfederkupplung

Jetzt muss untersucht werden, ob die Lamellen für die Drehmomentübertragung in der hier zu konstruierenden Kupplung geeignet sind. Diese Lamellen können die höhere Leistung und das höhere Drehmoment in der Kupplung des Originalmotors von KTM übertragen. Es muss jedoch überprüft werden, ob dies auch mit den Randbedingungen für die Gestaltung dieser neuen Kupplung möglich ist. So musste untersucht und berechnet werden, ob die Betätigungskraft für die Kupplung aufgebracht werden kann. Dies bedeutet, dass die Federkraft überwunden werden muss, welche die Kupplung geschlossen hält und die notwendig ist um die Normalkraft aufzubringen, die alle Reibpaare mit entsprechendem Reibwert  $\mu$  über die Kupplungsdruckplatte aneinander drückt, um die erforderliche Reibkraft zu erzeugen und das Drehmoment zu übertragen.

Der Auslegung der Kupplung sind jetzt die ausgewählten Lamellen und das zu übertragende Drehmoment zugrunde gelegt. Der prinzipielle Aufbau dieser Lamellenkupplung besteht aus einem Kupplungskorb, welcher fest mit dem Antriebszahnrad der Kupplung verbunden ist und die Außenlamellen antreibt. Die Außenlamellen greifen dabei mit ihren außen überstehenden Nocken in die Aussparungen des Kupplungskorbes ein und werden so durch Formschluss angetrieben. Die Innenlamellen greifen mit der am Innendurchmesser angebrachten Verzahnung in die Verzahnung des inneren Kupplungsmitnehmers ein, welcher starr mit der Getriebeeingangswelle verbunden ist. Das Lamellenpaket besteht aus sechs Außenlamellen und sieben Innenlamellen. Dabei sind die sechs Außenlamellen von den Innenlamellen eingeschlossen. Es beginnt mit einer ersten Innenlamelle am

Auflagebord des inneren Kupplungsmitnehmers, dann immer im Wechsel Außenlamelle und Innenlamelle, bis zur letzten abschließenden Innenlamelle (Endlamelle). Über eine Kupplungsdruckplatte, welche auf diese abschließende Innenlamelle wirkt, wird die erforderliche Normalkraft auf das Lamellenpaket aufgebracht.

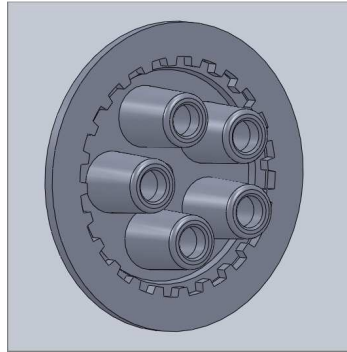


**Bild 18: Ansicht Lammellenpaket**

Die Kraft auf die Druckplatte wird von Schraubenfedern erzeugt, welche von Schrauben gedrückt werden, die ihr aufnehmendes Gewinde im inneren Kupplungsmitnehmer haben. Hierbei ist darauf zu achten, dass die Schrauben beim Anziehen einen definierten Anschlag besitzen, dass die Federn genau soweit zusammen gedrückt werden, dass die exakte Federkraft auf die Druckplatte wirkt. Dazu müssen die Federn so ausgelegt sein, dass diese bei erreichter Vorspannkraft immer noch weiter zu drücken gehen, sodass die Kupplung mit benötigtem Lüftspiel getrennt werden kann. Lüften ist das Trennen aneinander reibender Innen- und Außenlamellen bei fehlender Anpresskraft. Das Lüftspiel ist der mögliche Abstand zwischen Außen- und Innenlamellen bei getrennter Kupplung. Ein ausreichendes Lüftspiel ist eine grundlegende Voraussetzung für ein geringes Leerlaufmoment. So muss schon bei dem Entwurf einer Lamellenkupplung eine ausreichende Einbaulänge vorgesehen werden, damit bei gelöster Kupplung die Lamellen auseinanderrücken können. Ist dies nicht der Fall, reiben die Lamellen aneinander und erhöhen dadurch das Restmoment am Antrieb der Kupplung. Dieses Lüftspiel muss zwischen jeder Reibflächenpaarung 0,2 mm betragen, bei 12 Reibpaarungen ergibt das einen Gesamthub zum Trennen der Kupplung von 2,4 mm.



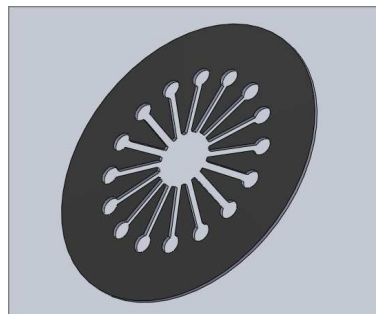
Bei dieser Konstruktion dreht sich die Druckplatte mit dem inneren Mitnehmer durch eine Verzahnung (Bild 19) wie die Innenlamellen mit, sodass keine Relativbewegung der Druckplatte mit einer Reibfläche stattfindet. Dies geschieht erst zwischen der ersten Innenlamelle und der dann folgenden Außenlamelle.



**Bild 19: Kupplungsdruckplatte**

### 6.3.2 Entwurf einer Membranfederkupplung

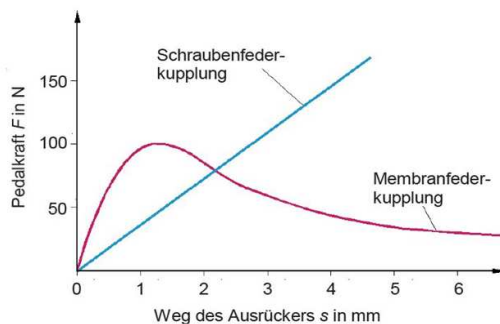
Eine weitere Variante für die Gestaltung einer Lamellenkupplung ist die Verwendung einer Membranfeder, welche die Anpresskraft aufbringt. Die Membranfeder ist eine Tellerfeder, welche an ihrem Innenumfang Membranzungen besitzt, über deren Hebelarmlänge am Umfang verteilt die Tellerfeder betätigt werden kann.



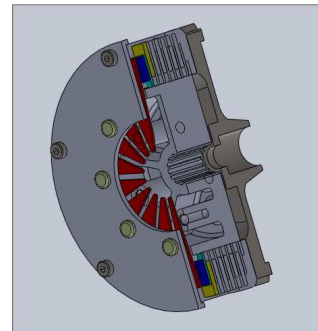
**Bild 20: Membranfeder**

Wichtige Vorteile einer solchen Feder sind die hohen Anpresskräfte bei geringer Baubreite, kleinere Ausrückkräfte und der Rückgang der Ausrückkraft bei steigendem Ausrückweg. Im Gegensatz dazu steigt die Ausrückkraft der Schraubenfederkupplung linear (bei linearer Federkennlinie) mit dem Ausrückweg an (Bild 21). Außerdem bietet eine Membranfederkupplung die konstruktive Variationsmöglichkeit einer gezogenen oder einer gedrückten Ausführung des Betätigungsmechanismus. Der prinzipielle Aufbau in der Anordnung des

Kupplungskorbes, des inneren Mitnehmers und der Lamellen ist dem der Schraubenfeder identisch (Bild 22).



**Bild 21: Federkennlinie[8]**



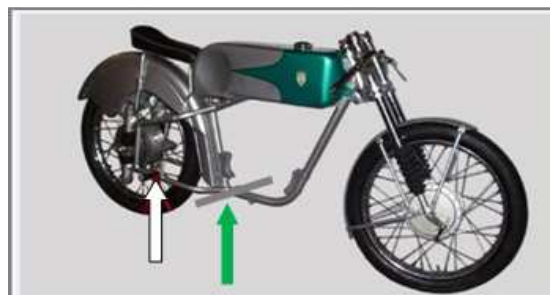
**Bild 22: Schnittbild  
Lamellenkupplung**

Die Gestaltung einer Membranfederkupplung soll hier nur als weitere Variante vorgestellt werden, da dies sonst der Auslegung einer Membranfeder speziell für diese Kupplung bedarf und die Möglichkeit, geeignete Schraubenfedern zu finden, wesentlich größer ist.

#### 6.4 Anpassungsmaßnahmen für das Getriebe

Die Ermittlung der Getriebeeingangsdrehzahl des Originalmotors und die darauf beruhende Berechnung des Übersetzungsverhältnisses für den Primärtrieb des neuen Antriebs ist die erste Anpassungsmaßnahme in diesem Antriebsstrang.

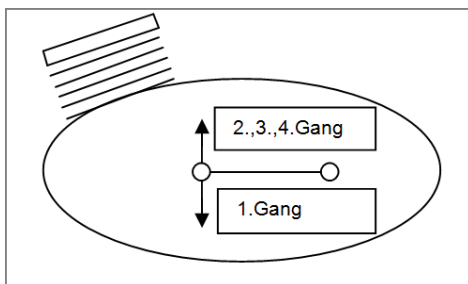
Der Motor wird in ein Fahrwerk auf Basis der IFA RT/0 eingebaut. Zu den Veränderungen an diesem Serienrahmen, für den Umbau in ein Rennfahrwerk, gehört auch das Versetzen der Fußrasten hinter den Motor und damit das Versetzen von Fußbremshebel und Fußschalthebel. Das Bild 23 zeigt die ursprüngliche Position der Fußrasten (grüner Pfeil) und die geänderte (weißer Pfeil).



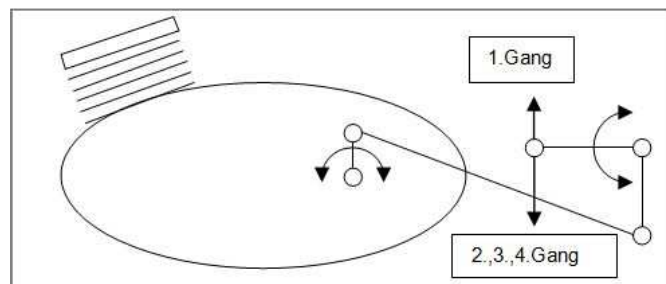
**Bild 23: Fußrastenposition**



Der Schalthebel an der Schaltwelle am Motor wird dann über ein Gestänge vom Fußschalthebel betätigt. Dadurch wird über die entsprechende Hebelübersetzung (Auslegung/Abstimmung der Hebellängen von Fuß- und Motorschalthebel) der Betätigungswinkel des Fußschalthebels verkleinert und damit der Schaltweg und die Schaltzeit mit dem Fuß verkürzt. Mit der Anordnung der Schalthebel zur Verbindungsstange kann gleichzeitig die Richtung der Gangschaltung umgedreht werden. Das Bild 24 zeigt die Lage der Gänge mit dem Schalthebel direkt auf der Schaltwelle des Getriebes, Bild 25 zeigt eine schematische Darstellung der geänderten Schaltrichtung über ein Hebelgestänge.



**Bild 24: ursprüngliches Schaltschema**



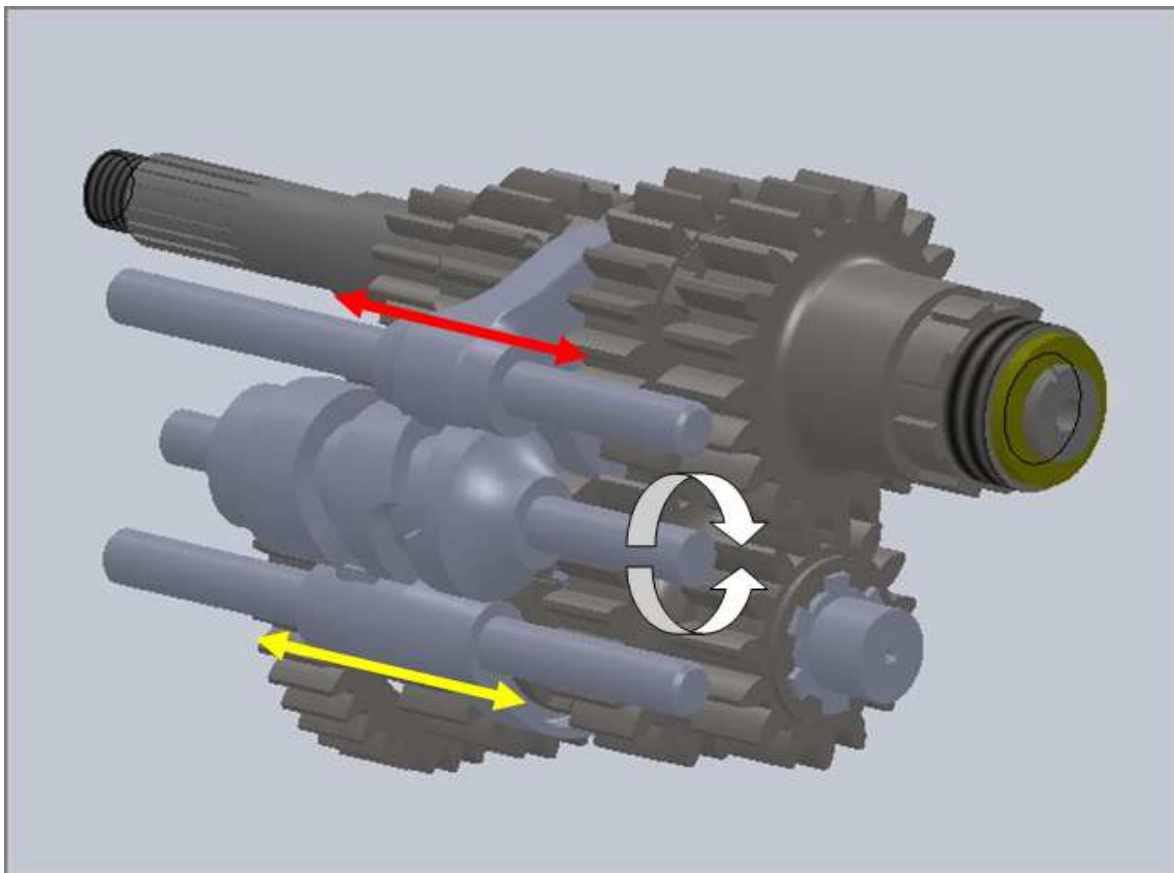
**Bild 25: angepasstes Schaltschema**

Dabei wird bei der Aufwärtsbewegung des Fußschalthebels das Getriebe in einen niedrigeren Gang und bei der Abwärtsbewegung in einen höheren Gang geschaltet. Darauf ist bei der Auslegung der Gangschaltung von Rennmotorrädern zu achten, da z.B. beim Herausbeschleunigen aus Kurven mit Schräglage des Motorrades bei einem Schaltvorgang in den nächst höheren Gang der Fuß über dem Schalthebel steht, um mehr Bodenfreiheit zu schaffen und eine Bodenberührung mit dem Fuß zu vermeiden. Die Korrektur der Schaltwege über ein solches Hebelgestänge erspart die aufwendige Änderung der Schaltwalze und deren Betätigungsmechanismus im Getriebe und kann daher im Fahrversuch ohne großen Aufwand durch den Einsatz verschiedener Hebellängen auf den gewünschten Effekt gebracht werden. Da es sich außerdem um ein historisches Sportmotorrad handelt, wird die praktische Funktionsweise dem Komfort vorgezogen, um so rasch einen Kompromiss zu finden.

## 6.5 Das Schaltgetriebe

Das Schaltgetriebe ist in diesem Antriebsstrang die komplexeste Einheit. Daher soll seine Arbeitsweise untersucht werden, um die einzelnen Schaltvorgänge zu verstehen und den Kraftfluss in den einzelnen Gängen zu verfolgen.

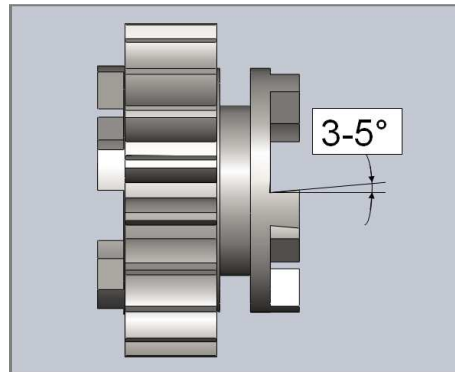
Die Schalträder werden über die Schaltgabeln geführt, welche von der Schaltwalze auf den Schaltstangen axial bewegt werden. Das Bild 26 zeigt die Drehung der Schaltwalze und die gleichzeitige Bewegung der Schaltgabeln auf der oben liegenden Kupplungswelle und der darunter angeordneten Vorgelegewelle.



**Bild 26: Funktionsweise der Getriebebeschaltung**

An den Stirnseiten der Schalträder sind Klauen angebracht, welche in die Klauen oder die Fenster des geschalteten Gangrades eingreifen und somit über Formschluss das Drehmoment übertragen.

Bei der Gestaltung aller Klauen ist darauf zu achten, dass ein Hinterschnitt von  $3^\circ$  bis  $5^\circ$  anzubringen ist (Bild 27).

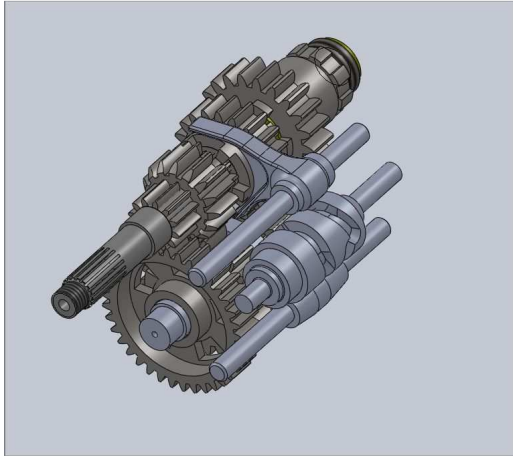
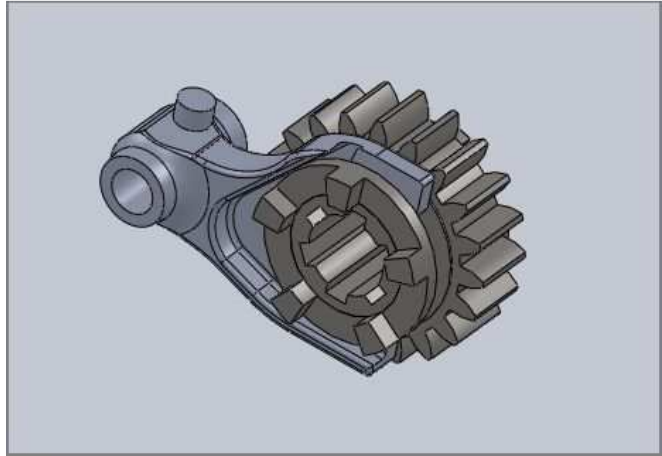


**Bild 27: Schaltrad mit Schaltklauen**

Bei Auswahl eines bestimmten Winkels ist dieser bei allen eingreifenden Klauen des Radpaares einzuhalten. Dieser Hinterschnitt bewirkt, dass sich die Klauen bei Kraftübertragung gegenseitig halten, um das axiale Herausrutschen zu verhindern. Dadurch wird der geschaltete Gang selbsttätig gehalten, ohne die Schaltgabeln und die Schaltradnuten an den Berührungsflächen zu belasten (Bild 29). Bei Wartungs- und Instandsetzungsarbeiten von Getrieben ist dieser Hinterschnitt immer zu überprüfen. Die Schalträder sind auf den Wellen axial verschiebbar, aber über Nuten in den Bohrungen ebenfalls drehfest mit den Keilen auf den Wellen verbunden. Diese Form der Welle-Nabe-Verbindung eignet sich gut zur Übertragung des Drehmomentes und macht das Verschieben beim Schalten auf der Welle möglich.

### Schaltmechanismus

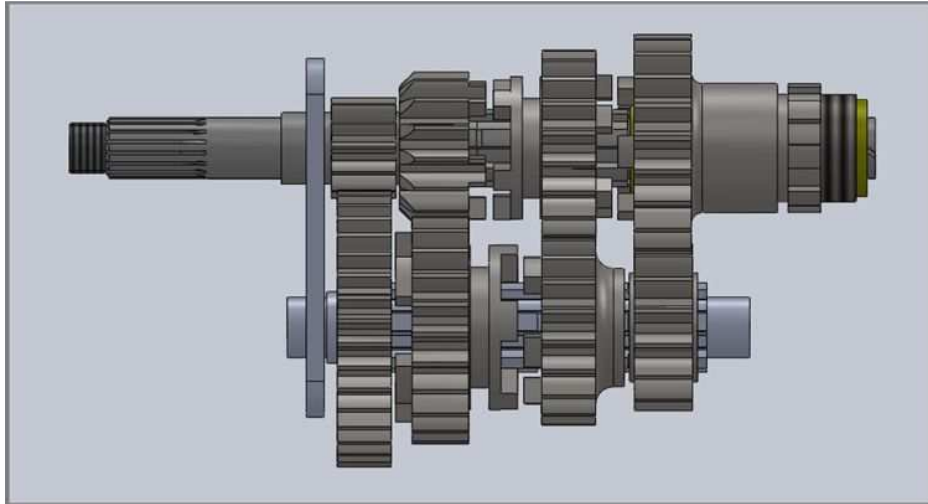
Um die Schalträder auf den Wellen verschieben zu können, muss die Bewegung des Schalthebels auf diese übertragen werden. Der Schalthebel sitzt auf der Schaltwelle, welche ein verzahntes Schaltsegment bewegt. Die Verzahnung greift in das Zahnrad auf der Schaltwalze ein und dreht diese. In den Nuten der Schaltwalze werden die Führungszapfen der Schaltgabeln geführt, um diese exakt in ihrem definierten Zusammenspiel durch die Kurvenkontur der Schaltwalze auf den Schaltstangen für die Vorgelewelle und die Kupplungswelle zu bewegen (Bild 28). Die Schaltwalze hat auf einer Seite axial eingebrachte Nuten, in denen eine federbelastete Sperrklinke einrastet, um die Schaltwalze für die entsprechende Schaltposition zu arretieren.

**Bild 28: Schaltgabelführung****Bild 29: Schaltgabel in Schaltradnut**

Bei diesem Getriebe stehen alle Zahnräder ständig im Eingriff, auch wenn diese kein Drehmoment übertragen müssen. Wenn ein Gang geschaltet ist, tragen die Zahnflanken des Gangradpaares auf der gesamten Breite, die das Drehmoment übertragen. Durch die Anordnung und die Bewegung der Schalträder auf der Kupplungswelle und der Vorgelegewelle kommt es dazu, dass sich diese Zahnräder nur zum Teil mit ihrem Gegenrad überdecken. Dies hat keinen Einfluss auf die mechanische Beanspruchung, da diese Zahnräder in dieser Schaltposition kein Drehmoment übertragen. Einzigen Widerstand bilden Reibungskräfte und Massenträgheitskräfte der Getrieberäder, welche aber bei der sowieso notwendigen Schmierung im Getriebe keinen Einfluss auf Verschleiß oder Ähnliches haben. Die Schaltung der einzelnen Gänge erfolgt über das Verschieben der Schalträder. Das Schaltrad für den 1. und den 3. Gang befindet sich auf der Vorgelegewelle und das Schaltrad für den 2. und den 4. Gang auf der Kupplungswelle.

Leerlauf

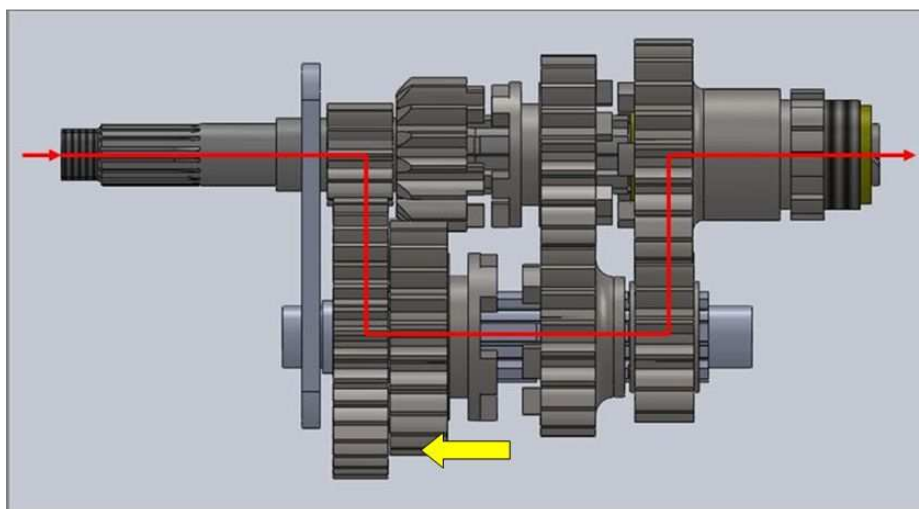
Im Leerlauf greift keines der Schalträder mit den Klauen in ein benachbartes Gangrad ein (Bild 30). Die Gegenräder der drehfest mit den Wellen verbundenen Schalträder können sich auf der ihrer Welle frei drehen.



**Bild 30: Getriebestellung Leerlauf**

1. Gang

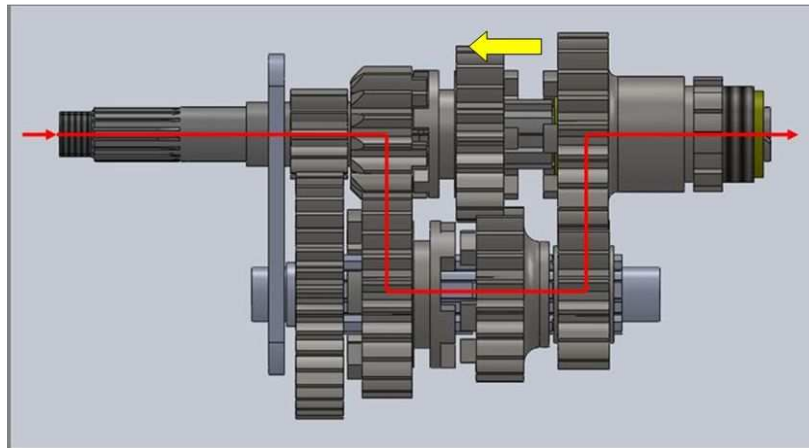
Wird das Schaltrad des 1. und 3. Ganges nach links bewegt (Bild 31), so wird das Zahnrad für den 1. Gang auf der Vorgelegewelle geschaltet und schließt so den Kraftfluss von Getriebeeingangswelle über Vorgelegewelle zur Getriebeausgangswelle (Schafttrad).



**Bild 31: Schaltstellung 1. Gang**

## 2. Gang

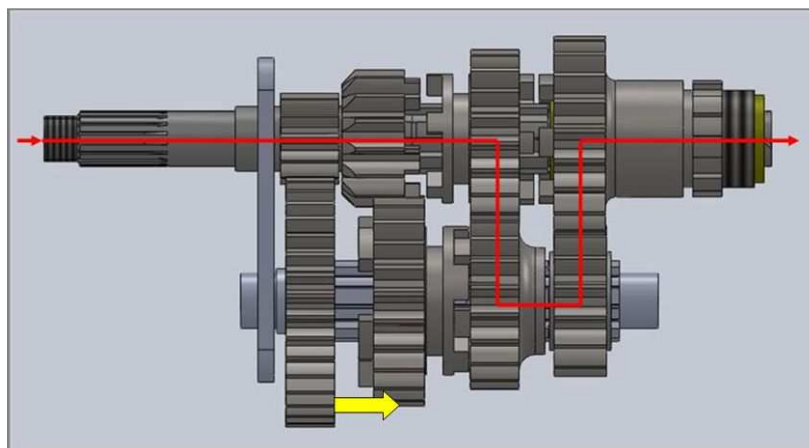
Nachdem das Schaltrad für den 1. und 3. Gang wieder vom Eingriff getrennt ist, wird das Schaltrad von 2. und 4. Gang nach links bewegt und schaltet das Zahnrad für den 2. Gang auf der Getriebeeingangswelle und schließt damit den Kraftfluss über die Vorgelegewelle zur Ausgangswelle. Dadurch ist die Flucht zum Zahnrad für den 3. Gang versetzt, was aber keine negativen Auswirkungen hat (Bild 32).



**Bild 32: Schaltstellung 2. Gang**

## 3. Gang

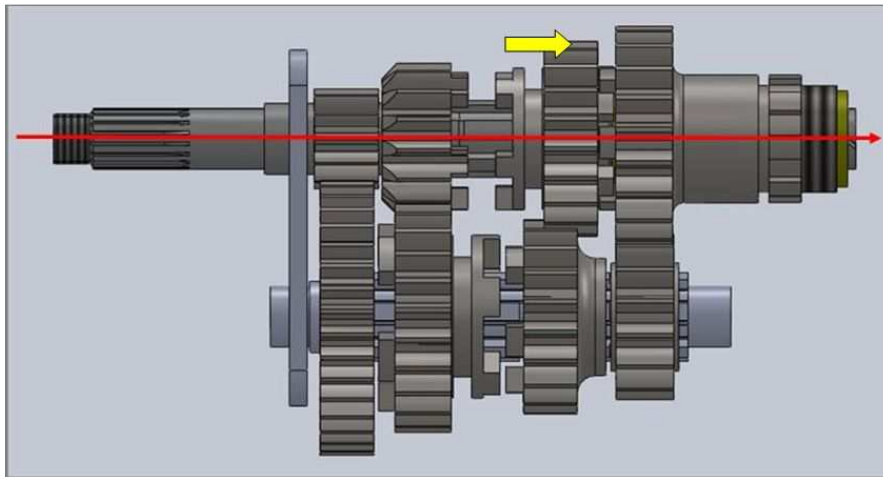
Wenn das Schaltrad für den 2. und 4. Gang wieder außer Eingriff ist, wird das Schaltrad von 1. und 3. Gang nach rechts verschoben und schaltet das Zahnrad für den 3. Gang und somit ist der Kraftfluss von der Getriebeeingangswelle zur Ausgangswelle über die Vorgelegewelle geschlossen (Bild 33).



**Bild 33: Schaltstellung 3. Gang**

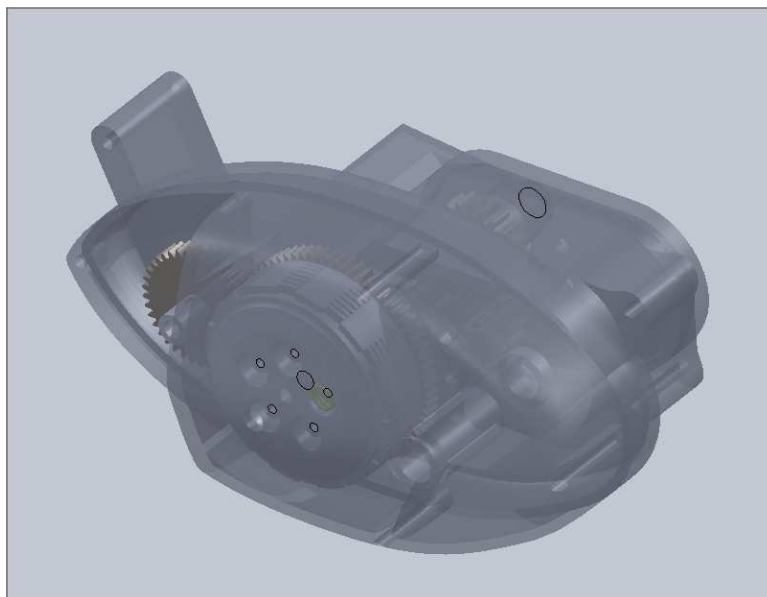
#### 4. Gang

Der 4. Gang ist der sogenannte „direkte“ Gang, indem das Schaltrad für den 2. und 4. Gang die formschlüssige Verbindung zwischen Getriebeeingangs- und Ausgangswelle herstellt. Dadurch wird die Drehbewegung der Kupplungswelle auf direktem Weg, ohne Drehzahl- und Drehmomentänderung durch die Vorgelewelle zum Getriebeausgang übertragen (Bild 34).



**Bild 34: Schaltstellung 4. Gang**

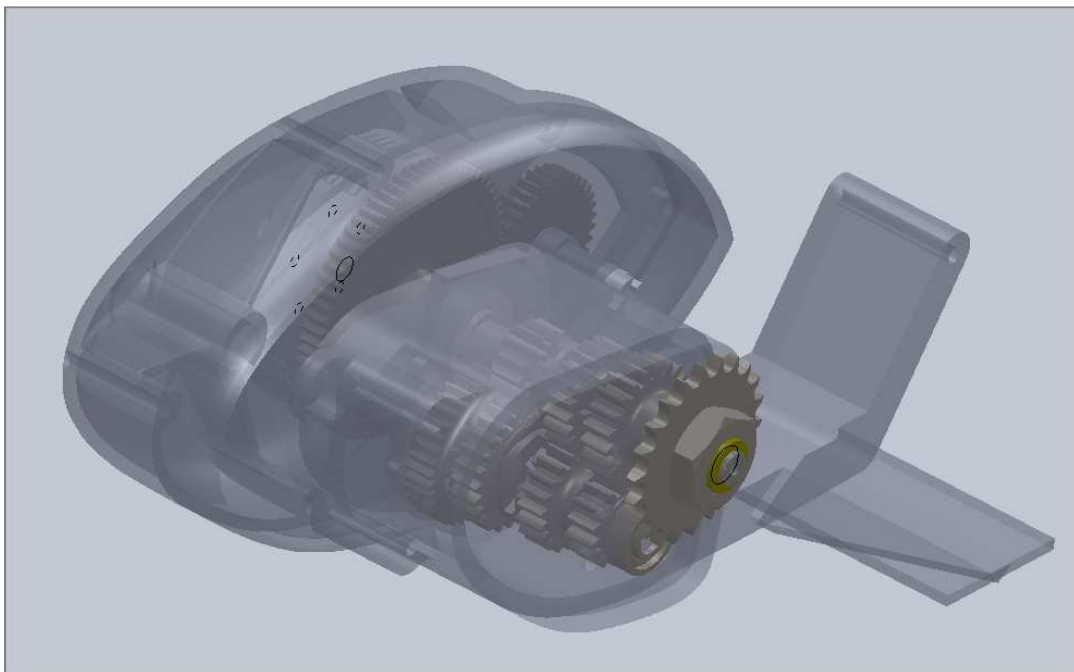
Das Bild 35 zeigt noch einmal den Primärtrieb mit der Kupplung und das Getriebe mit der Schaltung im kompletten Getriebegehäuse mit dem Kupplungsdeckel.



**Bild 35: Gehäuse komplett**



Im Bild 36 ist das Getriebegehäuse auf der Abtriebsseite zu sehen. Es zeigt das Kettenritzel für den Sekundärtrieb, welcher über eine Rollenkette das Hinterrad antreibt. Der Sekundärtrieb ist damit der letzte Abschnitt in diesem Antriebsstrang. Mit Änderung der Sekundärübersetzung lässt sich ohne großen technischen Aufwand das Gesamtübersetzungsverhältnis ändern. Wenn der Motorantrieb und der Primärtrieb mit dem angepassten Übersetzungsverhältnis an das Schaltgetriebe fertiggestellt sind, bleibt das die einzige Möglichkeit, das Fahrzeug z.B. an verschiedene Streckenprofile anzupassen. Durch die montagefreundliche Bauart lässt sich die Sekundärübersetzung problemlos variieren, indem die Paarung von Kettenritzel und Kettenrad mit verschiedenen Zähnezahlen dem erforderlichen Übersetzungsverhältnis angepasst wird. Voraussetzung dafür ist, dass der dynamische Reifenhalmesser des Hinterrades bekannt ist, aus dem sich der Radumfang ergibt.



**Bild 36: Abtriebsseite mit Ritzel für den Sekundärtrieb**



## 7 Auslegung der Maschinenelemente

Im folgenden Abschnitt wird auf die Auslegung der einzelnen Maschinenelemente eingegangen. Die Auslegung erfolgt in Form der Berechnung der im Entwurf gestalteten Komponenten.

### 7.1 Primärtriebberechnung

Ausgangspunkt für die Zahnradberechnung ist bei diesem Primärtrieb der Achsabstand und die Zähnezah der Zahnräder, die sich anhand des Übersetzungsverhältnisses ergeben. In diesem Primärtrieb ergeben die Zahnräder ein Null-Radpaar ohne Profilverschiebung. Der Anfang der Zahnradberechnung ist die Modulberechnung, um die Zahnradgeometrie nach [1] zu berechnen.

$$m = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{(1+i) \cdot z_1} \quad \text{Gl. 11}$$

Darauf baut sich die weitere Berechnung auf, dass z.B. die Profilüberdeckung  $\varepsilon_\alpha$  ermittelt werden kann. Diese beschreibt den Mittelwert der Anzahl der im Eingriff befindlichen Zähne. Der Wert von  $\varepsilon_\alpha=1,76$  für diesen Primärtrieb bedeutet, dass sich 76% eines weiteren Zahnradpaares im Eingriff befindet. Für die Profilüberdeckung soll  $\varepsilon_\alpha > 1,25$  sein, was mit einem Wert von  $\varepsilon_\alpha > 1,76$  erfüllt ist.

**Tabelle 2: Verzahnungsgeometrie**

Geometrische Größe	Ritzel	Rad
Zähnezah d [mm]	45	61
Zahnradbreite b [mm]	13	11
Teilkreisdurchmesser d [mm]	90	122
Grunkreisdurchmesser d <sub>b</sub> [mm]	84,57	114,64
Fußkreisdurchmesser d <sub>f</sub> [mm]	85	117
Kopfkreisdurchmesser d <sub>a</sub> [mm]	94	126
Zahnhöhe h [mm]	4,5	4,5
Kopfspiel c [mm]	0,5	0,5
Nullachsabstand a <sub>d</sub> [mm]	106	
Eingriffswinkel α	20	
Schrägungswinkel β	0	
Profilüberdeckung ε <sub>α</sub> [mm]	1,76	
Sprungüberdeckung ε <sub>β</sub> [mm]	0	
Gesamtüberdeckung ε <sub>γ</sub> [mm]	1,76	

Sind alle geometrischen Gegebenheiten ermittelt, wird die Umfangsgeschwindigkeit  $v_U$  über die Formel

$$v_U = \pi \cdot d_1 \cdot n_{an} \quad \text{Gl. 12}$$

und das Zähnezahlnverhältnis wie das Übersetzungsverhältnis  $u$  mit

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{Gl. 13}$$

berechnet. Es sollen ganzzahlige Übersetzungsverhältnisse vermieden werden, was mit  $i = 1,36$  erfüllt ist, sodass immer wieder andere Zähne zum Eingriff kommen.

Der nächste Schritt ist die Ermittlung der Kräfteverhältnisse im Stirnradgetriebe. Dazu müssen Leistung und Drehzahl bekannt sein oder das maximale Drehmoment. Mit der Formel

$$M = T_{eq} = \frac{P \cdot K_A}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad \text{Gl. 14}$$

wird das Drehmoment berechnet, wobei  $K_A$  der Anwendungsfaktor ist. Der Anwendungsfaktor ist  $K_A = 2$ , das weiteren ist zu beachten, dass noch ein Faktor von 4 dazukommt, wenn mit der Leistung von  $P = 2700 \text{ W}$  gerechnet wird. Dies ist die Leistung eines einzelnen Motors, an der Antriebswelle aber liegt die Leistung aller vier Motoren an. Nachdem die Tangentialkraft  $F_t$ , die Zahnnormalkraft  $F_b$  und die Radialkraft berechnet ist, beginnt die Berechnung der zwei Hauptkriterien der Zahnradberechnung, die Zahnfußtragfähigkeit und die Grübchentragfähigkeit. Die ausführliche Zahnradberechnung ist im Anhang aufgeführt.

**Tabelle 3: Sicherheiten für die Zahnradberechnung**

	Ritzel	Rad
Zahnfuß-Biegenenddauerfestigkeit $\sigma_{Flim} [\text{N/mm}^2]$	500	450
Dauerfestigkeit für Flankenpressung $\sigma_{Hlim} [\text{N/mm}^2]$	1600	1300
Sicherheit auf Zahnfußtragfähigkeit $S_F$	1,76	2,12
Sicherheit auf Flankentragfähigkeit $S_H$	1,4	1,25

## 7.2 Kupplungsberechnung

Für die Berechnung einer Lamellenkupplung gibt es zwei Hauptkriterien, das maximal übertragbare Moment und die maximale Erwärmung. Für höhere Belastungen sollten unbedingt beide Berechnungen durchgeführt werden. Bei der geforderten Schalthäufigkeit und bei Schalten ohne große Belastung genügt oftmals eine Berechnung nach dem übertragbaren Moment, da diese Kupplung im Öl betrieben wird und dadurch die Wärme abgegeben wird.

### 7.2.1 Anpresskraftberechnung

Bei einer Lamellenkupplung handelt es sich um eine Reibungskupplung, d.h. Reibscheiben, sogenannte Innen- und Außenlamellen, werden axial zusammengepresst und erzeugen eine Reibungskraft, die über einen Hebelarm ein Reibmoment übertragen kann. Für die Kupplungsberechnung gilt das Gesetz der Coulombschen Reibung, was in der allgemeinen Form durch die Formel [7]

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad \text{Gl. 15}$$

ausgedrückt wird. Dabei ist  $F_R$  die Reibkraft in N,  $F_N$  die Normalkraft in N und  $\mu$  der Reibungskoeffizient, auch Reib(bei)wert genannt. Dieses allgemeine Gesetz muss bei einer Kupplung auf die geometrischen Gegebenheiten und deren Kräfte angepasst werden. So entspricht die Anpresskraft der Druckplatte, welche über die Kupplungsdruckfedern aufgebracht wird, der Normalkraft. Die Reibkraft wirkt über einem Hebelarm, dem Radius  $r$ , dadurch entsteht nach [8] ein Reibmoment.

$$M_R = F_R \cdot r = \mu \cdot F_N \cdot r \quad \text{Gl. 16}$$

Da dieses Reibmoment dem zu übertragenden Drehmoment der Kupplung entsprechen muss, gilt hier

$$M_R = T_K \quad \text{Gl. 17}$$

wobei  $T_K$  für die Kupplungsberechnung mit dem Anwendungsfaktor  $K_A$  multipliziert werden muss.

Der praktischen Auslegung der Kupplung liegt nach [8] die Formel

$$T_K = F_{AK} \cdot \mu \cdot r_m \cdot i \quad \text{Gl. 18}$$

zugrunde. Bei gegebenen Drehmoment  $T_K$  und gesuchter Anpresskraft  $F_{AK}$  ist diese Formel entsprechend umzustellen. Mit dem Anwendungsfaktor  $K_A$  berechnet sich die Anpresskraft

$$F_{AK} = \frac{T_K \cdot K_A}{\mu \cdot r_m \cdot i} \quad \text{Gl. 19}$$

wobei hier die Anzahl der Reibflächen  $i$  zuerst als eins angenommen werden kann, um anschließend mit der maximal zur Verfügung stehenden Ausrückkraft an der Druckspindel die Anzahl der Reibflächen und damit die Anzahl der Lamellen bei gegebenem mittlerem Halbmesser  $r_m$  zu ermitteln. Dabei wird die errechnete Anpresskraft solange durch ( $i = 2, \dots, n$ ) dividiert, bis sich ein moderater Wert für die Ausrückkraft ergibt, welche mit der Kraft der Druckspindel verglichen wird. Bei der Schraubenfederkupplung ist eine Reserve einzurechnen, da bei linearer Federkennlinie die Ausrückkraft mit dem Ausrückweg proportional steigt.

**Tabelle 4: Berechnung der Anpresskraft**

Kupplungsdrehmoment $T_K$	56 Nm
Anwendungsfaktor $K_A$	1,5
Reibbeiwert $\mu$	0,2
Mittlerer Reibbelagdurchmesser $r_m$	62 mm
Anzahl der Reibpaarungen	12
Erforderliche Anpresskraft $F_{AK}$	656 N

### 7.2.2 Federberechnung

Danach erfolgt die Ermittlung der Federrate für Schraubenfedern. Dazu wurde von einer ausgesuchten Feder der Anstieg der Federkraft in Abhängigkeit vom Einfederweg gemessen und anhand der Messwerte das Kraft-Weg-Diagramm ermittelt (Bild 37).

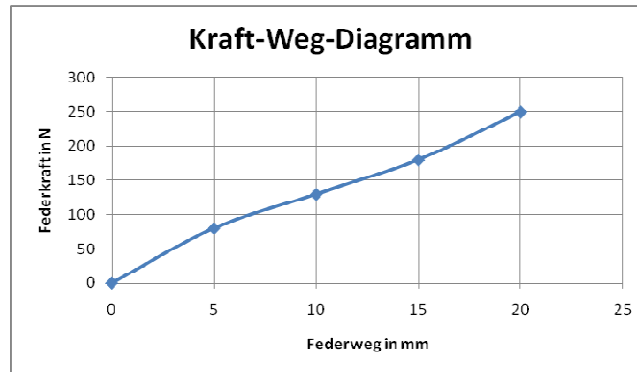


Bild 37: Kraft-Weg-Diagramm

Dabei handelt es sich um eine Feder mit annähernd linearer Federkennlinie, d.h. die Federkraft steigt direkt proportional zum Federweg an. Die Federkonstante  $c$  lässt sich aus den Werten vom Druckversuch mit Hilfe der Formel

$$c = \frac{F}{\Delta L} \quad \left[ \frac{N}{mm} \right] \quad \text{Gl. 20}$$

berechnen. Wenn im Vergleich dazu die Berechnungsformel nach [1] für die Federkonstante  $c$  über die geometrischen Abmessungen und den Schubmodul

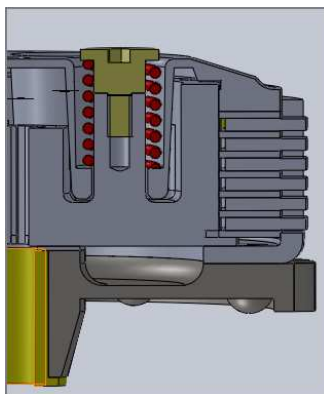
$$c = \frac{G \cdot d_D^4}{8 \cdot d_F^3 \cdot n_W} \quad \text{Gl. 21}$$

angewendet wird, ergibt sich nur eine geringe Abweichung der Werte. So ergibt die Berechnung aus den Messwerten vom Druckversuch einen Wert von  $c = 12,5 \text{ N/mm}$  und die Berechnung mit dem Schubmodul für Federstahldraht  $G = 81500 \text{ N/mm}^2$  eine Federkonstante von  $c = 12,95 \text{ N/mm}$ . Diese Abweichung kommt durch Messungenauigkeiten zustande.

Da sich diese Feder anhand dieser Werte zum Einbau in die Kupplung eignet, müssen die äußeren Abmessungen bestimmt werden um zu überprüfen, ob die Feder einbauraumbedingt für das Zusammenspiel von Kupplungsdruckplatte und

innerem Mitnehmer geeignet ist. Ausgegangen werden soll von fünf eingesetzten Federn gleicher Federrate, welche in Parallelschaltung angeordnet sind. Dies bedeutet, dass die notwendige Anpresskraft der Kupplung durch die Anzahl der Federn geteilt wird, da sich bei parallelgeschalteten Federn deren Federsteifigkeiten addieren. Somit addieren sich auch die Vorspannkkräfte der eingesetzten Federn. Als weiteres Einbaukriterium ist der Einbauraum der Federn in der Kupplung dahingehend zu betrachten, welche Länge die vorgespannte Feder in gedrücktem Einbauzustand hat. In diesem Zustand hat die Feder auch ihre definierte Anpresskraft aufzubringen. Dabei ist wieder darauf zu achten, dass ein weiterer Einfederweg von 3 mm möglich ist, um das geforderte Lüftspiel der Kupplung zu ermöglichen.

Die Feder hat einen Außendurchmesser von 18 mm und einen Innendurchmesser von 13 mm und einen Gesamtfederweg von 17 mm, bis die einzelnen Windungen aneinander anliegen. Nach diesen Abmessungen können die Federaufnahmen in der Druckplatte für die Kupplung gestaltet werden. Das Bild 38 zeigt die Feder in eingebautem und vorgespannten Zustand und den eingeplanten zusätzlichen Ausrückweg zwischen den Windungen, um die Kupplung zu öffnen.



**Bild 38: Kupplungsfeder**

Bei einer erforderlichen Anpresskraft von ca. 700 N und fünf eingesetzten Federn entspricht das einer Vorspannkraft von 140 N pro Feder. Bei einer Federrate von 12,5 N/mm entspricht das einem Vorspannweg von 11,2 mm, welcher über die Formel für den Vorspannweg

$$s_V = \frac{F_{AK}}{i_F \cdot c} \quad \text{Gl. 22}$$

berechnet werden kann, wenn für  $F_{AK}$  die Anpresskraft, für  $i_F$  die Anzahl der Federn und für  $c$  die Federkonstante eingesetzt wird. Dieser Vorspannweg ist über einen definierten Absatz am Schraubenschaft oder mit entsprechenden Distanzhülsen zu realisieren. In diesem Fall würde sich die Feder noch weitere 5,8 mm spannen lassen, bis der Federweg erschöpft ist. Da der Ausrückweg der Kupplung mit maximal 3 mm angenommen werden soll, ergibt sich ein Gesamtfederweg von 14,2 mm. Nach Umstellung der Gl. 22 für den Vorspannweg nach der Kraft und setzt für  $s_V$  den Gesamtfederweg  $s_G$  ein, resultiert mit

$$F_A = c \cdot i_F \cdot s_G \quad \text{Gl. 23}$$

eine Ausrückkraft  $F_A$  von 887,5 N, was verglichen mit der maximalen Spindelkraft  $F_a$  von 1606,5 N ein annehmbares Ergebnis für die Funktion der Kupplung darstellt.

Das bedeutet, dass noch Reserven bei der Ausrückkraft vorhanden sind, was z.B. der einwandfreien Funktion trotz Reibung im Bowdenzug bis hin zum Handkupplungshebel entgegenkommt. Im Umkehrschluss lässt sich auch die Vorspannkraft der Kupplung noch erhöhen, wenn indem der Vorspannweg der Kupplungsfedern erhöht wird. Die Federberechnung hat gezeigt, dass dafür auch die eingesetzten Federn bezüglich der Federwege noch Reserven besitzen. Dazu müssten die Anschläge der Schrauben oder die Distanzhülsen für die Vorspannung dementsprechend verkürzt werden (1 mm = 12,5 N pro Feder).

### 7.2.3 Überprüfung auf Flächenpressung

Der Anpressdruck auf organische Reibeläge soll den Wert der Flächenpressung von 2,5 N/mm<sup>2</sup> nicht überschreiten. Als Gegenlamellen werden ungehärtete Stahllamellen eingesetzt. Die spezifische Flächenpressung errechnet sich nach [8] mit

$$p_R = \frac{F_{AK}}{A_R} = \frac{4 \cdot F_{AK}}{\pi \cdot (D_A^2 - D_I^2)} \quad \text{Gl. 24}$$

wobei  $A_R$  die Fläche und  $D_A$  und  $D_I$  der Außen- und Innendurchmesser des Reibelages ist. Mit den eingesetzten Werten erhält berechnet sich eine Flächenpressung  $p_R$  von 0,17 N/mm<sup>2</sup>, welche verglichen mit dem maximal zulässigen Wert unerheblich ist.

### 7.2.4 Ermittlung der Gleitgeschwindigkeit

In der Regel werden organische Reibbeläge mit Differenzgeschwindigkeiten bis 20 m/s eingesetzt. Die Öltemperatur sollte nicht höher als 150 °C sein, da das Phenolharz über diesen Temperaturen nicht mehr beständig ist. Mit der Formel für die Umfangsgeschwindigkeit nach [7] lässt sich diese Differenzgeschwindigkeit berechnen, indem der größte Durchmesser des Reibbelages angenommen wird und wenn die maximale Drehzahl  $n_K [\text{min}^{-1}]$  der Kupplung gegeben ist.

$$v_U = \frac{D_A \cdot \pi \cdot n}{1000 \cdot 60} \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad \text{Gl. 25}$$

Mit den eingesetzten Werten resultiert eine maximale Differenzgeschwindigkeit zwischen den Außen- und Innenlamellen von 11,9 m/s, was im Extremfall auftritt und bedeutet, dass die Kupplungswelle im Getriebe steht und der Kupplungsantrieb mit maximaler Drehzahl läuft.

### 7.3 Berechnung weiterer Maschinenelemente

Die überprüfende Berechnung am Getriebe soll hier beispieiführend an der Getriebeeingangswelle und der Zahnradberechnung der Zahnradstufe am Getriebeausgang im 1. Gang gezeigt werden, da an dieser Stelle das größte Drehmoment übertragen wird.

Begonnen wird mit der überschlägigen Wellenberechnung der Getriebeeingangswelle, der die Formel [2]

$$d_w = 2,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot T_{Nenn}}{\tau_{tD}}} = 2,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{eq}}{\tau_{tD}}} \quad \text{Gl. 26}$$

zugrunde liegt. Auf der Welle ist vom Hersteller neben der Teilenummer die Bezeichnung EC 100 eingebracht, was die Angabe über den Werkstoff 20MnCr5 ist und einer Torsionsdauerfestigkeit von  $\tau_{tD} = 360 \text{ N/mm}^2$  entspricht.

**Tabelle 5: Wellenberechnung**

Gegeben Werte	$K_A = 1,5$ $T_{Nenn} = 56 \text{ Nm}$ $\tau_{tD} = 360 \text{ N/mm}^2$
Ergebnis	$d_w = 17 \text{ mm}$



Der überschlägige Wellendurchmesser liegt mit einem Anwendungsfaktor  $K_A = 1,5$  bei  $d_w = 16,49 \text{ mm}$ , also  $d_w = 17 \text{ mm}$ . Dies entspricht dem Durchmesser der vorhandenen Kupplungswelle. Verglichen mit den Daten des Originalmotors ergibt sich bei der Berechnung des überschlägigen Wellendurchmessers mit  $K_A = 1,5$  ein Wert von über  $d_w = 17 \text{ mm}$ . Bei einer Rückrechnung mit den vorhandenen Werten des Originalmotors um den Anwendungsfaktor zu berechnen, wird die Gl. 26 dementsprechend umgestellt und mit

$$d_w = 2,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{eq}}{\tau_{tD}}} = 2,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot T_{Nenn}}{\tau_{tD}}} \rightarrow K_A = \frac{(d_w / 2,7)^3 \cdot \tau_{tD}}{T_{Nenn}} \quad \text{Gl. 27}$$

der Anwendungsfaktor von  $K_A = 1,38$  berechnet.

**Tabelle 6: Daten Originalmotor**

Gegebene Werte Originalmotor
$T_{Nenn} = 30 \text{ Nm}$ (Kurbelwelle) mit Primärübersetzung $i = 2,17$ auf Kupplung
$T_{Nenn} = 65 \text{ Nm}$
$D_w = 17 \text{ mm}$
$\tau_{tD} = 360 \text{ N/mm}^2$
Ergebnis
$K_A = 1.38$

Da sich die Kupplungswelle im Originalmotor bewährt hat, kann diese verwendet werden. Hinzu kommt noch, dass der Originalmotor ein großer Einzylindermotor ist, welcher in Bezug auf den Anwendungsfaktor stärkere Stöße entwickelt als der abgestimmte, gleichmäßiger laufende Vierzylindermotor.

### Weitere Berechnungen

#### Nietberechnung des Kupplungskorbes

Die Verbindung zwischen Kupplungskorb und Zahnrad ist eine Nietverbindung. Niete werden nicht auf Zug sondern auf Abscherung und Lochleibungsdruck beansprucht. Als erstes wird aus der Nennleistung das Nenndrehmoment berechnet

$$T_{Nenn} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad \text{Gl. 28}$$

Mit dem zu berücksichtigendem Anwendungsfaktor berechnet sich das äquivalente Drehmoment

$$T_{eq} = K_A \cdot T_{Nenn} \quad \text{Gl. 29}$$

Die Umfangskraft lässt sich aus dem Drehmoment errechnen

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{eq}}{d_L} \quad \text{Gl. 30}$$

Bei 1-schnittiger Verbindung,  $m = 1$ , errechnet sich nach [3] die Tragfähigkeit der Niete

$$\tau_a = \frac{F}{n \cdot m \cdot A} \quad \tau_{azul} = 0,6 \cdot \sigma_{Wzul} \quad \text{Gl. 31}$$

Da die tragende Länge der Bohrung für die Niete im Kupplungskorb nur  $l = t_{min} = 1,45 \text{ mm}$  beträgt, wird nach [3] noch einmal auf Lochleibungsbeanspruchung nachgerechnet.

$$\sigma_l = \frac{F}{n \cdot d \cdot t_{min}} \leq \sigma_{lzul} \quad \sigma_{lzul} = 1,5 \cdot \sigma_{Wzul} \quad \text{Gl. 32}$$

**Tabelle 7: Nietberechnung**

Gegebene Werte	Berechnete Werte
$P = 2700 \text{ kW}$	$T_{Nenn} = 56,1 \text{ Nm}$
$K_A = 1,5$	$T_{eq} = 84,1 \text{ Nm}$
$d_L = 104 \text{ mm}; t_{min} = 1,45 \text{ mm}$	$F_t = 1617,1 \text{ N}$
$m = 1$	$\tau_a = 9,5 \text{ N/mm}^2$
$n = 6$	$\tau_{azul} = 75 \text{ N/mm}^2$
$A = 28,3 \text{ mm}^2$	$\sigma_{lzul} = 195 \text{ N/mm}^2$
$\sigma_{Wzul} = 129 \text{ N/mm}^2$	$\sigma_l = 30,9 \text{ N/mm}^2$

Diese Berechnungsergebnisse zeigen, dass die Nietverbindung ausreichend dimensioniert ist

Passfederberechnung für das Primärritzel

Der Passfederberechnung liegt folgende Berechnungsformel [1]

$$p_m = \frac{2 \cdot T_{eq1} \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi} \quad \text{Gl. 33}$$

zugrunde. Die Passfeder wird demnach nicht auf Abscheren sondern auf Flächenpressung berechnet. Dazu wird entsprechend dem Wellendurchmesser und der Zahnradbreite eine Passfeder ausgewählt und dann berechnet. Wird der vorgegebene Wert der Sicherheit nicht erreicht, kann die Anzahl der Passfedern erhöht werden oder ein anderer Passfederwerkstoff mit einer höheren Streckgrenze eingesetzt werden. Dieser Wert ist mit dem der Welle zu vergleichen und darf diesen nicht überschreiten, um Beschädigungen der Welle an der Passfedernut zu vermeiden.

Mit den eingesetzten Werten ergibt sich eine Sicherheit der Passfeder  $S_F = 1,63$  und ist bei einer geforderten Sicherheit von  $S_F = 1,5$  ausreichend. (Berechnung s. Anlage)

Wälzlagerberechnung für die Antriebswelle

Bei der Wälzlagerauswahl werden zuerst die Betriebsverhältnisse analysiert. Alle eingesetzten Lager werden von Öl geschmiert und müssen ausschließlich Radialkräfte aufnehmen, da alle Zahnräder geradverzahnt sind. Dann werden die Kräfte ermittelt, welche auf das Lager wirken und somit das Lager ausgewählt oder ein vorhandenes Lager auf die entsprechende Beanspruchung überprüft. Ein weiterer Aspekt bei der Lagerberechnung ist neben der erforderlichen Tragzahl die geforderte Lebensdauer.

Zu ermitteln ist nach [7] die Radialkraft auf das Lager mit der Formel

$$F_r = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} \quad \text{Gl. 34}$$

wobei in der Einbauanordnung zu betrachten ist, ob sich die Reaktionskraft über die entsprechenden Lagerabstände auf zwei Lagerstelle aufteilt oder ein Lager die Last tragen muss. Ein Kraftangriff außerhalb der Lager ergibt nach [1] eine „fliegende Lagerung“.

Im Bereich der Antriebswelle stützt sich die Radialkraft auf zwei Rillenkugellager 6004 ab, welche eine nach [9] Dynamische Tragzahl von  $C_{dyn} = 9,95 kN$  besitzen. Die errechnete Radialkraft beträgt  $F_r = 1949,6 N = 1,95 kN$  und teilt sich fast symmetrisch auf beide Lager auf. Bei einer geforderten Lebensdauer von 1000 h muss nach [3] die erforderliche Tragzahl  $C_{erf}$  mit

$$C_{erf} \geq P \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6}} \quad \text{Gl. 35}$$

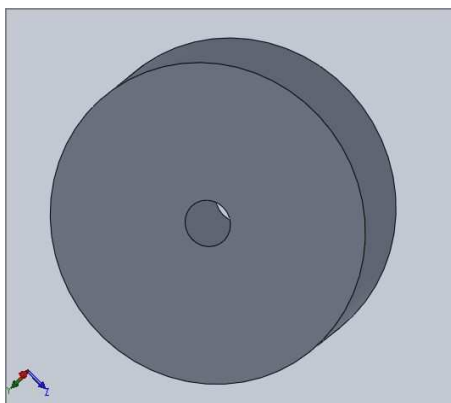
bestimmt werden. Die Berechnung ergibt eine erforderliche dynamische Tragzahl  $C_{erf} = 5,2 kN$ , was mit dem Rillenkugellager 6004 nach [9] mit  $C_{erf} = 9,95 kN$  erfüllt ist. (Berechnung s. Anlage)

## 8 Fertigungsorientiertes Gestalten

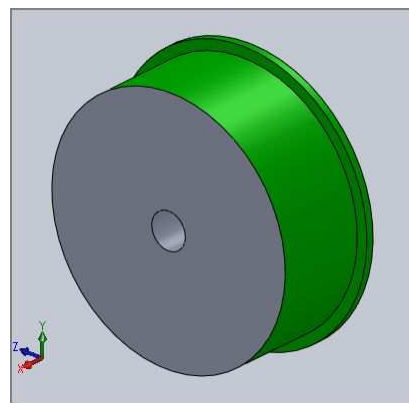
Ein weiterer wichtiger Aspekt bei der Konstruktion aller Maschinenelemente ist das fertigungsgerechte Gestalten. Da es sich hier um Einzelteilerfertigung handelt, kommen auch nur die entsprechenden Fertigungsverfahren zum Einsatz, sodass auf Urformverfahren (Gießen, Sintern) oder Umformverfahren (Schmieden, Walzen) verzichtet werden muss. Daher müssen alle Teile mit den spanenden Verfahren Drehen und Fräsen hergestellt werden, was am Beispiel des inneren Kupplungsmitnehmers gezeigt werden soll. Voraussetzung für die Fräsarbeiten am Kupplungsmitnehmer ist eine CNC- gesteuerte Fräsmaschine, welche in mindestens drei Achsen gleichzeitig verfahren kann (3-D-Bahnsteuerung). Im Folgenden wird der Arbeitsablauf dargestellt.

### 1. Drehmaschine

Im ersten Arbeitsschritt wird der Grundkörper gefertigt, indem das Rohmaterial Längs- und Plangedreht und die Mittenbohrung eingebracht wird (Bild 39). Danach wird der Grundkörper auf das exakte zylindrische Maß gebracht und im gleichen Arbeitsschritt der Bord für den Anschlag des Lamellenpaketes hergestellt (Bild 40).



**Bild 39: Rohling**



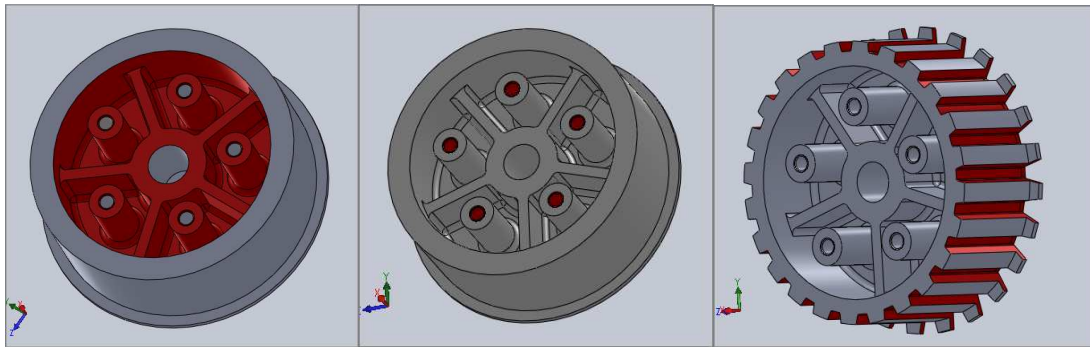
**Bild 40: gedrehter Grundkörper**

Als Werkstoff für den Mitnehmer wird die Aluminiumlegierung G-AlSi5Mg verwendet.

### 2. Fräsmaschine

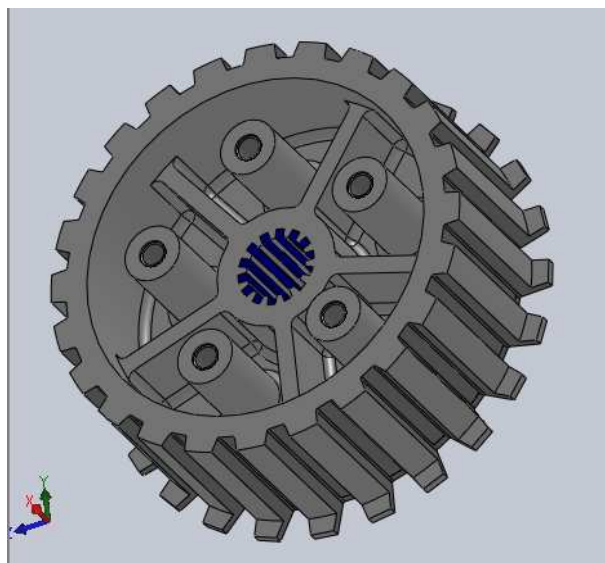
Im nächsten Arbeitsschritt wird mit einem Schaftfräser ( $\varnothing 10$  mm) die Innenkontur des Kupplungsmitnehmers gefertigt (Bild 41 links). Bei gleicher Aufspannung werden die Bohrungen und die Gewinde für die Kupplungsfederschrauben wie im Bild 41

(mitte) eingebracht. Danach wird mit einem Profilscheibenfräser die Verzahnung für die formschlüssige Aufnahme der Innenlamellen gefräst (Bild 41 rechts).



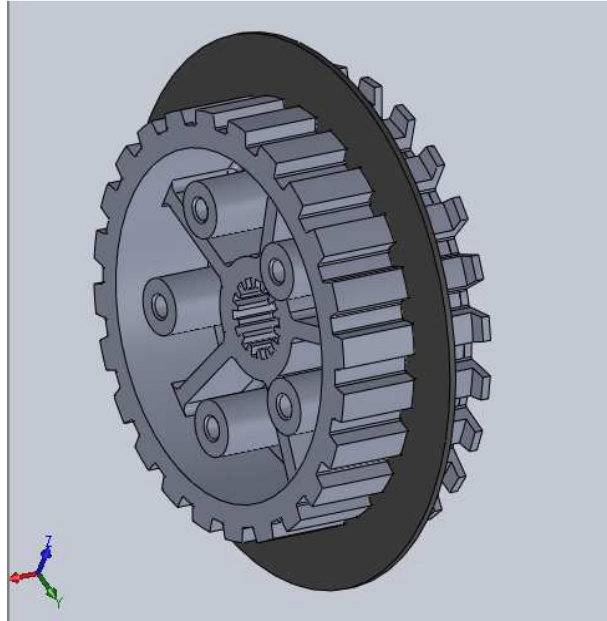
**Bild 41: Stadien der Bearbeitung des inneren Mitnehmers**

Im letzten Arbeitsschritt muss die Keilnabenkontur für die Aufnahme auf der Kupplungswelle hergestellt werden. Dies kann durch Räumen mit der entsprechenden Räumnadel realisiert werden. Wenn diese nicht zur Verfügung steht, kann die Kontur mittels Stoßen oder Drahterodieren eingebracht werden (Bild 42).



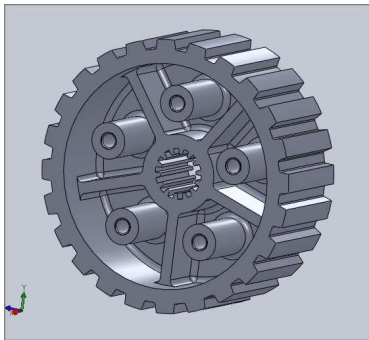
**Bild 42: Keilnabenprofil**

Da die Verzahnung auf dem Kupplungsmitnehmer der Verzahnung der Innenlamelle entsprechend angepasst ist, wird diese vom übrig gebliebenem Teil des Bordes gehalten. Die Kraft der Kupplungsdruckplatte, welche auf das Lamellenpaket wirkt, wird somit gleichmäßig auf die 24 erhalten gebliebenen Bordsegmente verteilt (Bild 43).

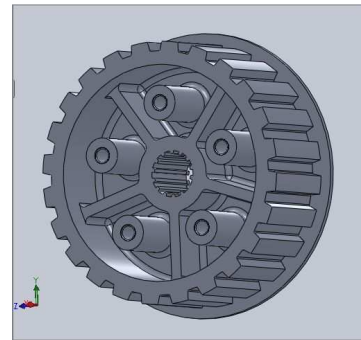


**Bild 43: Innenlamelle auf Mitnehmer**

Eine weitere Variante ist, wenn am Grundkörper kein Bord angebracht wird, sondern die Nuten der Verzahnung in die Mantelfläche gefräst werden (Bild 44) und anstelle des Bordes eine Scheibe an den Kupplungsmitnehmer befestigt wird, welche einen Anschlag für das Lamellenpaket darstellt, der keine Unterbrechungen hat (Bild 45).



**Bild 44: Innenmitnehmer glatt**



**Bild 45: Innenmitnehmer mit Anschlag**

So wie bei der fertigungsorientierten Gestaltung des inneren Kupplungsmitnehmers wurde auch bei der Gestaltung aller anderen Komponenten verfahren.

## 9. Zusammenfassung

Ziel dieser Bachelorarbeit war es, einen Motorradmotor fertig zu stellen, für den Komponenten des Antriebsstranges entwickelt werden mussten. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Kupplung entworfen, was die Anpassungskonstruktion an die technischen Gegebenheiten dieses Motors notwendig machte. Dies betrifft den Antrieb der Kupplung vom Motor und den Antrieb von der Kupplung ins Getriebe. Dabei sind die kinetischen und kinematischen Verhältnisse untersucht worden, was einen Teil der technischen Berechnungen darstellte. Danach konnten die wichtigsten Komponenten der Kraftübertragung mit dem entsprechenden Anwendungsfaktor mit ausreichenden Sicherheiten berechnet werden. Des Weiteren wurde beim Entwerfen der einzelnen Bauteile auf das fertigungsgerechte Gestalten geachtet, sodass die Teile mit überschaubarem technologischen Aufwand gefertigt werden können. Dennoch ist nicht ausgeschlossen, dass bei der Fertigung optionale Veränderungen gemacht werden müssen.

Wenn alle Komponenten gefertigt sind und der Motor mit allen seinen Teilen komplett montiert ist, werden auf dem Prüfstand die reellen Leistungsdaten erfasst. Aufgrund der gewählten Anwendungsfaktoren und der damit errechneten Sicherheiten ist davon auszugehen, dass ein zuverlässiger Betrieb gewährleistet ist.



## Literatur

- [1] Muhs, Dieter; Wittel, Herbert; Jannasch, Dieter; Voßiek, Joachim: Roloff/Matek: Maschinenelemente-Normung, Berechnung, Gestaltung. 18. Auflage; Vieweg Verlag 2007. ISBN 978-3-8348-0262-0
- [2] Muhs, Dieter; Wittel, Herbert; Jannasch, Dieter; Voßiek, Joachim: Roloff/Matek Maschinenelemente-Tabellen. 16. Auflage, Vieweg Verlag, ISBN 978-3-8348-0262-0
- [3] Muhs, Dieter; Wittel, Herbert; Jannasch, Dieter; Voßiek, Joachim: Roloff/Matek Maschinenelemente-Formelsammlung. 8. Auflage, Vieweg Verlag, 2006. ISBN-10 3-8348-0119-4
- [4] Lechner, Gisbert; Naunheimer, Harald; Bertsche, Bernd: Fahrzeuggetriebe-Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. 2. Bearbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag 2007. ISBN 978-3-540-36625-2
- [5] Küntscher, Volkmar: Kraftfahrzeugmotoren - Auslegung und Konstruktion. 1. Auflage, VEB Verlag Technik, Berlin, 1987. ISBN 3-341-00277-4
- [6] Hoischen, Hans: Technisches Zeichnen. 29., überarbeitete Auflage, Cornelsen Verlag 2003. ISBN 3-464-48009-7
- [7] Fischer, Karl-Friedrich; Taschenbuch der technischen Formeln. Hanser-Verlag 1996. ISBN 3-664-00860-8
- [8] Hoerbiger Antriebstechnik GmbH: Hoerbiger Lamellenhandbuch, Onlinepublikation, URL: [www.hoerbiger.com](http://www.hoerbiger.com)  
[http://www.hoerbiger.com/fileadmin/files/internet/AN/PDFs/Veroeffentlichungen/A5\\_K113D.pdf](http://www.hoerbiger.com/fileadmin/files/internet/AN/PDFs/Veroeffentlichungen/A5_K113D.pdf)
- [9] FAG OEM und Handel AG: FAG Wälzlager. Katalog WL 41 520/2 DB Ausgabe Mai 1996

# Anlagen

## Zahnradberechnung für Primärtrieb

### Zahnraddaten

Eingriffswinkel  $\alpha = 20^\circ$

Schrägungswinkel  $\beta = 0^\circ$

Zähnezahl  $z_1 = 17$

Zähnezahl  $z_2 = 51$

Modul  $m = 2$ ;

Nullachsabstand  $a_d = 106\text{mm}$

Teilkreisdurchmesser  $d_{Ri} = 90\text{mm}$

Teilkreisdurchmesser  $d_{Ra} = 122\text{mm}$

Breite  $b_{Ri} = 13\text{mm}$

Breite  $b_{Ra} = 11\text{mm}$

Drehzahl  $n_{Ri} = 41,7\text{s}^{-1}$

Drehzahl  $n_{Ra} = 30,7\text{s}^{-1}$

Eingriffswinkel:  $\alpha = \alpha_i = \alpha_n = 20^\circ$

(Stirneingriffswinkel=Normaleingriffswinkel)

Teilkreisdurchmesser:  $d = z \cdot \frac{p}{\pi} = z \cdot m$

$$d_1 = z_1 \cdot m$$

$$d_1 = 90\text{mm}$$

$$d_2 = z_2 \cdot m$$

$$d_2 = 122\text{mm}$$

Teilkreisteilung:  $p = m \cdot \pi = 2\text{mm} \cdot \pi$

$$\underline{p = 6.28\text{mm}}$$

Grundkreisteilung:  $p_b = p \cdot \cos \alpha = 6.28 \cdot \cos 20^\circ$

$$\underline{p_b = 5.9}$$

Grundkreisdurchmesser:  $d_b = d \cdot \cos \alpha = z \cdot m \cdot \cos \alpha$

$$d_{b1} = z_1 \cdot m_{12} \cdot \cos \alpha \quad d_{b1} = 84,57mm$$

$$d_{b2} = z_2 \cdot m_{12} \cdot \cos \alpha \quad d_{b2} = 114,64mm$$

Fußkreisdurchmesser:  $d_f = m \cdot (z - 2.5)$

$$d_{f1} = m_{12} \cdot (z_1 - 2.5) \quad d_{f1} = 85mm$$

$$d_{f2} = m_{12} \cdot (z_2 - 2.5) \quad d_{f2} = 117mm$$

Zahnkopfhöhe:  $\underline{h_a = m = 2mm}$

Kopfspiel:  $\underline{c = 0.25 \cdot m_{12} = 0.5mm}$

Kopfkreisdurchmesser:  $d_a = m \cdot (z + 2) = d + 2 \cdot h_a$

$$d_{a1} = m_{12} \cdot (z_1 + 2) \quad d_{a1} = 94mm$$

$$d_{a2} = m_{12} \cdot (z_2 + 2) \quad d_{a2} = 126mm$$

Eingriffsteilung:  $p_e = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha = \pi \cdot 2 \cdot \cos 20^\circ$

$$\underline{p_e = 5.9mm}$$

Eingriffsstrecke:  $g_\alpha = \frac{1}{2} \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d \cdot \sin \alpha$

$$g_\alpha = \frac{1}{2} \left( \sqrt{(94)^2 - (84,57mm)^2} + \sqrt{(126mm)^2 - (114,64mm)^2} \right) - 106mm \cdot \sin 20^\circ$$

$$\underline{g_\alpha = 10.4mm}$$

Profilüberdeckung: 
$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha}}{p_e} = \frac{10.4mm}{5.90mm}$$

$$\underline{\varepsilon_{\alpha} = 1.76}$$

Die Profilüberdeckung von 1,76 ist ein akzeptabler Wert, da 76% eines weiteren Zahnradpaares im Eingriff steht.

Sprungüberdeckung: 
$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m} \Rightarrow \beta = 0; \sin \beta = 0$$

$$\underline{\varepsilon_{\beta} = 0}$$

Gesamtüberdeckung: 
$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1.76 + 0$$

$$\underline{\varepsilon_{\gamma} = 1.76}$$

Umfangsgeschwindigkeit: 
$$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_{w1} = \pi \cdot (90/1000)m \cdot (2500/60)s^{-1}$$

$$\underline{v = 11,8m \cdot s^{-1}}$$

Zahnhöhe: 
$$h = 2m + c = 2 \cdot 2mm + 0.5$$

$$\underline{h = 4.5mm}$$

Zähnezahlverhältnis: 
$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{61}{45}$$

$$\underline{u = 1,36}$$

### Berechnung der Zahnkräfte

Berechnung von  $T_{eq}$  mit  $K_A = 2$

$$T_{nenn} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \approx 9550 \cdot \frac{P}{n} = 10,3Nm$$

$$T_{eq} = 4 \cdot T_{Nenn} \cdot K_A$$

$$T_{eq} = 82,4$$

Tangentialkraft:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_{eq1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 82,4 Nm}{0,09 m}$$

$$\underline{F_{t1} = 1831 N}$$

$$\left( F_{t2} = \frac{2 \cdot T_{eq1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 150,04 Nm}{0,042 m} \right); \text{ oder actio=reactio } (F_{t1} = F_{t2})$$

$$\underline{F_{t2} = 1831 N}$$

Zahnnormalkraft:

$$F_{bn1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{1831 N}{\cos 20^\circ}$$

$$\underline{F_{bn1} = 1949 N}$$

$$F_{bn2} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha} = \frac{1831 N}{\cos 20^\circ}$$

$$\underline{F_{bn2} = 1949 N}$$

Radialkraft:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha = 1831 \cdot \tan 20$$

$$\underline{F_{r1} = 666,4 N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha = 1831 \cdot \tan 20$$

$$\underline{F_{r2} = 666,4 N}$$

### Belastungseinflussfaktoren

Berechnungsfaktoren:

Faktor  $K_1 = 9,6$

Faktor  $K_{12} = 0,0193$

Faktor  $c = 1$  für Radpaare ohne Anpassungsmaßnahmen (Ro/Ma 21.76)

Stirnfaktor  $K_{F\alpha} = 1$  TB 21-19

Stirnfaktor  $K_{H\alpha} = 1$

Flankenlinienabweichung  $f_{sh} = 5\mu m$  } Ro/Ma TB 21-16 (a;c)

Flankenlinien-Winkel-Abweichung  $f_{H\beta} = 8\mu m$

Faktor  $K_3$

$$K_3 = 0.01 \cdot z_1 \cdot v_t \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$$

$$K_{31} = 0.01 \cdot 45 \cdot 11,8m \cdot s^{-1} \cdot \sqrt{\frac{1,36^2}{1+1,36^2}}$$

$$\underline{K_{31} = 4,3m/s}$$

$$\underline{K_{32} = 5,8m/s}$$

Hilfsfaktor

$$HF_1 = K_A \cdot \frac{F_{t1}}{b_1} = 2 \cdot \frac{1831N}{13mm} = 281N/mm$$

$$HF_2 = K_A \cdot \frac{F_{t2}}{b_2} = 2 \cdot \frac{1831N}{11mm} = 333N/mm$$

Dynamikfaktor

$$K_v = 1 + \left( \frac{K_1}{K_A \cdot (F_t/b)} + K_2 \right) \cdot K_3 \rightarrow K_A \cdot (F_t/b) = HF$$

$$K_{v1} = 1 + \left( \frac{K_1}{K_A \cdot (F_{t1}/b_1)} + K_2 \right) \cdot K_{31}$$

$$\underline{K_{v1} = 1.13}$$

$$K_{v2} = 1 + \left( \frac{K_1}{K_A \cdot (F_{t2}/b_2)} + K_2 \right) \cdot K_{32}$$

$$\underline{K_{v2} = 1.23}$$

## Mittlere Linienbelastung

$$\frac{F_m}{b} = K_A \cdot \frac{F_t}{b}$$

$$\left( \frac{F_m}{b} \right)_1 = K_{v1} \cdot K_A \cdot \frac{F_{t1}}{b_1} = \underline{317,5 N/mm}$$

$$\left( \frac{F_m}{b} \right)_2 = K_{v2} \cdot K_A \cdot \frac{F_{t2}}{b_2} = \underline{409,6 N/mm}$$

## Flankenlinienabweichung herstellungsbedingt

$$f_{ma} = c \cdot f_{H\beta} = 1 \cdot 8 \mu m = \underline{8 \mu m}$$

## Flankenlinienabweichung vor dem Einlaufen

$$F_{\beta x} \approx f_{ma} + 1.33 \cdot f_{sh} = 8 \mu m + 1.33 \cdot 5 \mu m = \underline{14,65 \mu m}$$

## Einlaufbetrag

$$y_{\beta} = 0.15 \cdot F_{\beta x} = 0.15 \cdot 14.65 \mu m = \underline{2.2 \mu m} \quad (\text{TB 21-17})$$

## Wirksame Flankenlinienabweichung

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} = 12,45$$

## Zahnflanken-Breitenfaktor

$$K_{H\beta} = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot F_{\beta y}}{(F_m/b)}}$$

$$K_{H\beta 1} = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot F_{\beta y}}{\left( \frac{F_m}{b} \right)_1}} = \underline{1.25}$$

$$K_{H\beta 2} = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot F_{\beta y}}{\left( \frac{F_m}{b} \right)_2}} = \underline{1.1}$$

Verhältnis Zahnbreite zu Zahnhöhe

$$\frac{b_1}{h} = \frac{13}{4.5} = \underline{2,89} \quad \frac{b_2}{h} = \frac{11}{4.5} = \underline{2,44} \rightarrow \text{der kleinere Wert ist einzusetzen}$$

Exponent zur Ermittlung des Breitenfaktors

$$N_F = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} \Rightarrow \underline{N_F = 0.63}$$

Zahnfuß-Breitenfaktor

$$K_{F\beta 1} = K_{H\beta 1}^{N_F} = \underline{1.15}$$

$$K_{F\beta 2} = K_{H\beta 2}^{N_F} = \underline{1.06}$$

Gesamtbelastungseinfluss Zahnfußtragfähigkeit

$$K_{Fges} = K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}$$

$$\underline{K_{Fges1} = 2,58}$$

$$\underline{K_{Fges2} = 2,61}$$

Gesamtbelastungseinfluss Grübchentragfähigkeit

$$K_{Hges} = \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}$$

$$\underline{K_{Hges1} = 1.68}$$

$$\underline{K_{Hges2} = 1.64}$$

Nachweis der Zahnfußtragfähigkeit

Formfaktor	$Y_{Fa1} = 2.85$	} TB 21-20 (a;b;c)
Formfaktor	$Y_{Fa2} = 2.2$	
Spannungskorrekturfaktor	$Y_{Sa1} = 1.6$	



Spannungskorrekturfaktor  $Y_{Sa2} = 1.9$

Schrägenfaktor  $Y_{\beta} = 1$

Überdeckungsfaktor

$$Y_{\varepsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{\alpha}} = 0.25 + \frac{0.75}{1.76} = \underline{0.68}$$

Örtliche Zahnfußspannung

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta}$$

$$\underline{\sigma_{F01} = 218,36 \text{ N/mm}^2}$$

$$\underline{\sigma_{F02} = 163 \text{ N/mm}^2}$$

Zahnfußspannung

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_{Fges}$$

$$\underline{\sigma_{F1} = 567,7 \text{ N/mm}^2}$$

$$\underline{\sigma_{F2} = 424,8 \text{ N/mm}^2}$$

Zahnfußgrenzfestigkeit

$$\sigma_{FG} = \sigma_{F \lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_{R rel T} \cdot Y_X$$

Spannungskorrekturfaktor  $Y_{ST} = 2$

Lebensdauerfaktor  $Y_{NT} = 1$  Lastwechselanzahl

$$N_L > 3 \cdot 10^6 \text{ (Industriegetriebe)}$$

relative Stützziffer  $Y_{\delta rel T} \approx 1$

relativer Oberflächenfaktor  $Y_{R rel T} \approx 1$

Größenfaktor  $Y_X = 1$  für  $m < 5\text{mm}$

$$\sigma_{FG1} = 500\text{N/mm}^2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1000\text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{FG2} = 450\text{N/mm}^2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 900\text{N/mm}^2$$

### Sicherheit auf Zahnfußtragfähigkeit

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F}$$

$$S_{F1} = \frac{1000\text{N/mm}^2}{568\text{N/mm}^2} = \underline{1.76} \quad S_{F2} = \frac{900\text{N/mm}^2}{425\text{N/mm}^2} = \underline{1.12}$$

### Nachweis der Grübchentragfähigkeit

Zonenfaktor  $Z_H = 2.5$  TB 21-22 a)

Schrägenfaktor  $Z_\beta = 1$

Schmierstofffaktor  $Z_L = 1$

Geschwindigkeitsfaktor  $Z_v = 1$

Rauheitsfaktor  $Z_R = 1$

Lebensdauerfaktor  $Z_{NT} = 1$

Werkstoffpaarungsfaktor  $Z_W = 1$

Größenfaktor  $Z_X = 1$

Elastizitätsfaktor

$$Z_E = \sqrt{0.175 \cdot E} = \sqrt{0.175 \cdot 210000\text{N/mm}^2}$$

$$\underline{Z_E = 191.7 \sqrt{\text{N/mm}^2}}$$

## Pressung am Wälzpunkt

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H \cdot Z_E$$

$$\underline{\sigma_{HC1} = 790 \text{ N/mm}^2} \quad \underline{\sigma_{HC2} = 373 \text{ N/mm}^2}$$

## Überdeckungsfaktor

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.70}{3}} = \underline{0.86}$$

## Flankenpressung

$$\sigma_{H0} = \sigma_{HC} \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta$$

$$\underline{\sigma_{H01} = 679 \text{ N/mm}^2} \quad \underline{\sigma_{H02} = 634 \text{ N/mm}^2}$$

## Flankenpressung am Wälzkreis

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot K_{Hges}$$

$$\sigma_{H1} = \sigma_{H01} \cdot K_{Hges1} = 679 \text{ N/mm}^2 \cdot 1.1,68 = \underline{1141 \text{ N/mm}^2}$$

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H02} \cdot K_{Hges2} = 634 \text{ N/mm}^2 \cdot 1.40 = \underline{1040 \text{ N/mm}^2}$$

## Zahnflankengrenzfestigkeit

$$\sigma_{HG} = \sigma_{H \lim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X$$

$$\sigma_{HG1} = \sigma_{H \lim 1} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X = \underline{1600 \text{ N/mm}^2}$$

$$\sigma_{HG2} = \sigma_{H \lim 2} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X = \underline{1300 \text{ N/mm}^2}$$

## Sicherheit der Flankentragfähigkeit

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H}$$

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{HG1}}{\sigma_{H1}} = \frac{1600 \text{ N/mm}^2}{1141 \text{ N/mm}^2} = \underline{1.4}$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{HG2}}{\sigma_{H2}} = \frac{1300 \text{ N/mm}^2}{1040 \text{ N/mm}^2} = \underline{1.25}$$

## Passfederberechnung

### Gestaltung und Dimensionierung

Passfeder Antriebswelle

Werkstoff: E360

Wellendurchmesser:  $d = 26mm$

Passfeder(ausgewählt b x h): 6x6; l = 10mm (Ro/Ma TB 12-2 a);

Passfeder DIN 6885 – A 6x 6 x 10

### Berechnung der Passfeder

Drehmoment:  $T_{eq1} = T_{Nenn} \cdot K_A = 41,2Nm \cdot 1,5 = 61,8Nm$

Lastverteilungsfaktor:  $K_\lambda = 1$

Anzahl der Passfedern:  $n = 2$

Tragfaktor:  $\varphi = 1$

Stützfaktor:  $f_s = 1$

Härteeinflussfaktor:  $f_H = 1$

$$p_m = \frac{2 \cdot T_{eq1} \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi} \quad \begin{aligned} h' &= h \cdot 0,45 = 2,7mm \\ l' &= l - b = 4mm \end{aligned}$$

$$\underline{p_m = 220N / mm^2}$$

$$p_{zul} = f_s \cdot f_H \cdot R_e$$

$$\underline{p_{zul} = 360N / mm^2}$$

$$S_F = \frac{p_{zul}}{p_m} = \frac{360N / mm^2}{220N / mm^2} \approx \underline{1,63 > 1,5}$$

**Wälzlagerberechnung****Lagerung der Antriebswelle***Analyse der Betriebsverhältnisse*

- Geradstirnradgetriebe, keine Axialkräfte
- Schmierung durch Ölschmierung (keine Abdichtung)
- Lagerlebensdauer  $L_{10h} = 1000 \text{ h}$
- Drehzahl  $n = 2500 \text{ min}^{-1}$  (Antriebswelle)
- Wellendurchmesser  $d_w = 20 \text{ mm}$       Bohrungskennziffer 04

*Auslegung des Wälzlagers*

$$F_r = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{(1832 \text{ N})^2 + (666,8 \text{ N})^2}$$

$$\underline{F_r = 1949,5 \text{ N}}$$

Bei symmetrischer Kraftaufteilung

$$\underline{F_r = 974,8 \text{ N}}$$

Erforderliche dynamische Tragzahl, Lager wird nur Radial belastet

$$P = F_r ; p = 3 \Rightarrow \text{Rillenkugellager}$$

$$C_{erf} \geq P \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6}} = (974,8/1000) \text{ kN} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 2500 \text{ min}^{-1} \cdot 1000 \text{ h}}{10^6}}$$

$$\underline{C_{erf} = 5,2 \text{ kN}}$$

nach TB 14-2

BKZ 04; C=36      Lagerreihe 60

Auswahl aus FAG Wälzlagerkatalog: Rillenkugellager 6004;  $C=9,95 \text{ kN} > 5,2 \text{ kN}$   
(i.O.)